



TUGAS AKHIR - TM145502

**ANALISIS PERPINDAHAN PANAS PADA
ECONOMIZER BARE TUBE LADDER SUPPORT
TYPE INSTALASI BOILER PADA PLTU UNIT 4
PT. PJB UP GRESIK**

**NUGROHO TRI HUTOMO
NRP. 2112 030 041**

**Dosen Pembimbing :
Ir. Joko Sarsetiyanto, MT
NIP. 19610602 198701 1 001
Ir. Sri Bangun S, MT
NIP. 19520127 198103 2 001**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016**



FINAL PROJECT - TM145502

**HEAT TRANSFER ANALYSIS ON *ECONOMIZER
BARE TUBE LADDER SUPPORT TYPE* BOILER
INSTALLATION ON PLTU UNIT 4 PT. PJB UP
GRESIK**

**NUGROHO TRI HUTOMO
NRP. 2112 030 041**

**Counselor Lecture :
Ir. Joko Sarsetiyanto, MT
NIP. 19610602 198701 1 001
Ir. Sri Bangun S, MT
NIP. 19520127 198103 2 001**

**STUDY PROGRAM DIPLOMA III
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2016**

**ANALISIS PERPINDAHAN PANAS PADA *ECONOMIZER*
BARE TUBE LADDER SUPPORT TYPE INSTALASI
BOILER PADA PLTU UNIT 4 PT. PJB UP GRESIK,
GRESIK**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi Diploma III Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
SURABAYA

Oleh :

NUGROHO TRI HUTOMO

NRP. 2113 030 0041

Disetujui oleh pembimbing Tugas Akhir :



Pembimbing 1

Ir. Joko Sarsetyanto, MT
NIP. 19610602 198701 1 001

SURABAYA, JULI 2016

**ANALISIS PERPINDAHAN PANAS PADA
ECONOMIZER BARE TUBE LADDER SUPPORT
TYPE INSTALASI BOILER PADA PLTU UNIT 4 PT.
PJB UP GRESIK**

Nama Mahasiswa : Nugroho Tri Hutomo
NRP : 2112 030 041
Jurusan : D3 Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Joko Sarsetiyanto, MT.

Abstrak

Ekonomiser adalah salah satu alat penukar kalor yang berguna menaikkan temperatur air sebelum masuk ke dalam boiler untuk selanjutnya dialirkan ke steam drum, komponen ini berada dalam boiler yang terdiri dari rangkaian pipa - pipa (tubes) yang menerima air dari Boiler feed pump. Sumber panas yang diperlukan oleh alat tersebut berasal dari gas buang pembakaran dalam boiler. Dengan menggunakan alat ini pada instalasi boiler maka efisiensi kinerja dari boiler tersebut akan meningkat

Dalam tugas akhir ini akan dianalisis laju perpindahan panas yang terjadi pada Ekonomiser Tipe *Bare Tube Ladder Support*. Adapun analisis yang digunakan adalah dengan menghitung koefisien konveksi yang terjadi di dalam dan di luar tube baik dari *primary* dan *secondary* ekonomiser, *overall heat transfer* dan laju perpindahan panas total dengan metode *Log Mean Temperature Different* (LMTD) dan metode (*Number of Transfer Unit*) NTU.

Dari data perhitungan didapat bahwa laju perpindahan panas yang terjadi pada ekonomiser dengan data yang diperoleh dari data spesifikasi Ekonomiser Tipe *Bare Tube Ladder Support* pada instalasi Boiler unit 4 PT. PJB UP GRESIK, untuk *primary* dan *secondary* economizer adalah 229923,34 W dan 251256,51 W. Sedangkan *effectiveness primary* dan *secondary economizer* adalah sebesar 0,399 (39,9 %) dan 0,377 (37,7 %).

Kata Kunci : *Economizer, Laju Perpindahan Panas, Effectiveness*

HEAT TRANSFER ANALYSIS ON ECONOMIZER BARE TUBE LADDER SUPPORT TYPE BOILER INSTALLATION ON PLTU UNIT 4 PT. PJB UP GRESIK

Nama of Student Univ.: Nugroho Tri Hutomo
NRP : 2112 030 041
Major : D3 Teknik Mesin FTI-ITS
Counselor Lecturer : Ir. Joko Sarsetiyanto, MT.

Abstract

Economizer is one kind of useful heat exchanger raises the temperature of the water before it goes into the boiler. By using this tool on the installation of the boiler may improve the performance efficiency of the boiler.

In this thesis will analyzed the rate of heat transfer occurs in Economizer Bare Tube Ladder Support Type.. The analysis used is to calculate the coefficient of convection that takes place in and outside the tube, the rate of heat transfer that occurs on the fins (fin), overall heat transfer coefficient, heat transfer rate total with Log Mean Temperature Different Method (LMTD) and calculate the effectiveness economizer NTU method.

From the data obtained that the calculation of the to heat transfer rate that occurs in economizer with data obtained from the data specification Economizer Bare Tube Ladder Support Type on installation Boiler unit 4 PT. PJB UP GRESIK for primary and secondary are 229923,34 W and 251256,51 W. Total heat transfer rate economizer is 3995 W. While the effectiveness economizer amounted to 0,621 (62,1%).

Keywords : Economizer, Heat Transfer Rate, Effectiveness

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR ISI

Halaman Judul.	i
Lembar Pengesahan.	iii
Abstrak.	iv
Abstract	vi
Kata Pengantar.	viii
Daftar Isi.	x
Daftar Gambar.	xiv
Daftar Tabel.	xvi

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	1
1.3 Tujuan.....	2
1.4 Batasan Masalah.....	2
1.5 Manfaat.....	3
1.6 Sistematika Penulisan.....	3

BAB II DASAR TEORI

2.1 Pengertian Heat exchanger	5
2.2 Ekonomiser.....	6
2.2.1 Prinsip Kerja Ekonomiser.....	7
2.2.2 Tipe Ekonomiser.....	8
2.3 Kekekalan Energi	13
2.3.1 Kekekalan Energi Volume Atur	13
2.3.2 Keseimbangan Energi Permukaan.....	14
2.4 Analisis Perpindahan Panas.....	15
2.4.1 Perpindahan panas konveksi.....	15
2.4.1.1 Perpindahan panas akibat aliran fluida di dalam tube	16
2.4.1.2 Perpindahan panas akibat aliran fluida di luar tube	19
2.5 Perpindahan panas kalor sensibel dan kalor laten	24
2.5.1 Kalor sensibel (Sensible Heat).....	24
2.5.2 Kalor latent (Latent Heat).....	25
2.6 Overall heat transfer coefficient	26
2.7 Log Mean Temperature Different (LMTD)	27

2.8 Metode NTU (Number of Transfer Unit).....	32
---	----

BAB III METODOLOGI

3.1 Studi literatur	35
3.2 Pengambilan Data dan Survei Lapangan.....	35
3.3 Flow Chart Metodologi Penyusunan Tugas Akhir	36
3.4 Analisa perpindahan pada <i>Shell and Tube</i>	37
3.4.1 Perpindahan panas pada sisi tube	37
3.4.2 Flow chart perhitungan perpindahan panas di dalam tube.....	38
3.4.3 Perpindahan panas pada sisi di luar tube.....	39
3.4.4 Flow chart perhitungan perpindahan panas di dalam tube.....	40
3.4.5 Laju perpindahan panas.....	41
3.4.6 Efektivitas Ekonomiser.....	42
3.4.7 Flow chart perhitungan perpindahan panas keseluruhan dan efektivitas ekonomiser.....	42

BAB IV ANALISIS DAN PERHITUNGAN

4.1 Perhitungan laju perpindahan panas berdasarkan data Spesifikasi	45
4.1.1 Perhitungan Nilai Koefisien Konveksi di dalam Primary Tube	46
4.1.2 Perhitungan Nilai Koefisien Konveksi di luar Primary Tube	48
4.1.3 Perhitungan Overall Heat Transfer Coefficient Pada Primary Economizer	52
4.1.4 Perhitungan Nilai Koefisien Konveksi di dalam Secondary Tube	53
4.1.5 Perhitungan Nilai Koefisien Konveksi di luar Secondary Tube	55
4.1.6 Perhitungan Overall Heat Transfer Coefficient Pada Secondary Economizer	59
4.1.7 Perhitungan Laju Perpindahan Panas dengan me- Tode LMTD	60
4.1.8 Perhitungan Laju Perpindahan Panas Total.....	62
4.1.9 Perhitungan Number of Transfer Unit (NTU)	

& Effectiveness	62
4.2 Perawatan Ekonomiser	65

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan.....	69
5.2 Saran	69
DAFTAR PUSTAKA.....	71
LAMPIRAN	

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Siklus Rankine pada PLTU.....	2
Gambar 2.1	Concentric tube heat exchanger.....	5
Gambar 2.2	Pesawat penukar kalor tipe aliran silang.....	6
Gambar 2.3	Pesawat penukar kalor tipe Shell and Tube.....	6
Gambar 2.4	Konstruksi Ekonomiser.....	7
Gambar 2.5	Ekonomiser kondensasi kontak tidak langsung..	9
Gambar 2.6	Ekonomiser kondensasi kontak langsung.....	10
Gambar 2.7	CI Gilled Tube Economizer.....	11
Gambar 2.8	Round Gilled Tube Economizer.....	12
Gambar 2.9	Coiled Tube Type Economizer.....	12
Gambar 2.10	Horizontal Finned Tube.....	13
Gambar 2.11	Konservasi Energi.....	14
Gambar 2.12	Kekekalan energi permukaan sebuah energi.....	14
Gambar 2.13	Pertumbuhan lapisan batas pada perpindahan panas konveksi	16
Gambar 2.14	Kondisi untuk aligned dan staggered	21
Gambar 2.15	Susunan tube aligned dan staggered.....	21
Gambar 2.16	Balance energi pada pesawat penukar kalor.....	27
Gambar 2.17	Pesawat penukar kalor aliran paralel.....	28
Gambar 2.18	Pesawat penukar kalor aliran berlawanan	29
Gambar 2.19	Faktor koreksi LMTD untuk 1 shell dan 2 laluan tube.....	30
Gambar 2.20	Faktor koreksi untuk shell and tube dengan dua shell dan kelipatan 2 laluan tube.....	30
Gambar 2.21	Faktor koreksi LMTD untuk HX aliran silang dengan kedua fluida tidak bercampur.....	31
Gambar 2.22	Faktor koreksi LMTD untuk HX aliran silang dengan satu fluida bercampur, yang lain tidak bercampur.....	31
Gambar 3.1	Flow chart metodologi penelitian.....	37
Gambar 3.2	<i>Economizer Tube</i> pada Boiler Unit 4 PT. PJB UP Gresik	37
Gambar 3.3	Flow chart perhitungan di dalam tube.....	39
Gambar 3.4	Susunan tube pada ekonomiser	39
Gambar 3.5	Flow chart perhitungan di luar tube	41

Gambar 3.6	Flow chart laju perpindahan panas dan efektivitas	43
------------	---	----

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Konstanta persamaan C_1 dan m	22
Tabel 2.2 Konstanta C_2	23
Tabel 2.3 Hubungan effectiveness pada heat exchanger.....	33
Tabel 4.1 Spesifikasi ekonomiser.....	45
Tabel 4.2 Analisa gas buang pada ekonomiser	48
Tabel 4.3 Data hasil perhitungan perpindahan panas	64

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I

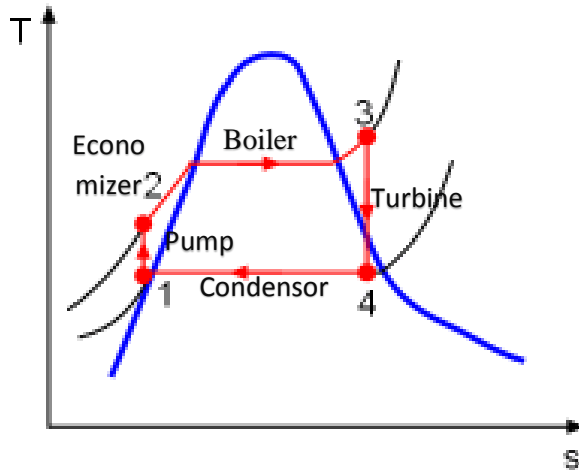
PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Secara sederhana prinsip kerja siklus pembangkitan daya terutama pada PLTU yaitu air yang dipanaskan oleh boiler sampai di atas titik didihnya akan menghasilkan uap panas (superheated), yang kemudian akan digunakan untuk menggerakkan turbin yang berfungsi menghasilkan energi mekanis untuk menggerakkan generator. Pada generator inilah energi mekanis akan diubah menjadi energi listrik. Komponen utama pada PLTU ada beberapa beberapa yakni *boiler*, *condenser*, turbin, dan pompa. Dimana fungsi dari masing-masing komponen tersebut berbeda. Boiler berfungsi sebagai tempat pembakaran untuk mengubah air menjadi uap panas, turbin berfungsi memutar generator, *condenser* berfungsi untuk mengkondensasikan uap, dan pompa salah satunya berfungsi untuk memompa air yang telah dikondensasikan oleh *condenser* kembali lagi ke *condenser*.

Namun dengan berkembangnya teknologi saat ini, terdapat cara-cara untuk menghemat pemakaian energi. Sehingga dapat menambah efisiensi kerja dari suatu alat dan menghemat biaya operasi kerja.

Selain komponen-komponen utama di atas terdapat komponen pendukung yang sangat penting dalam proses PLTU. Salah satu komponen pendukung yang sangat penting pada proses operasi PLTU PT. PJB UP Gresik adalah *Economizer*. *Economizer* adalah suatu alat penukar panas yang berfungsi untuk meningkatkan temperatur air (pemanasan awal) sebelum masuk ke boiler untuk selanjutnya dialirkan ke steam drum, komponen ini berada dalam boiler yang terdiri dari rangkaian pipa - pipa (tubes) yang menerima air dari Boiler feed pump.



(sumber: www.ecourses.ou.edu/rankinecycle)

Gambar 1.1 Siklus Rankine pada PLTU

Sumber panas yang diperlukan oleh alat tersebut berasal dari gas buang pembakaran dalam boiler. Air mengalir dalam pipa-pipa sementara di luar pipa mengalir gas panas yang berasal dari hasil pembakaran boiler dimanfaatkan untuk memanaskan air sehingga temperaturnya meningkat.

1.2 Rumusan Masalah

Adapun dalam mengerjakan tugas akhir ini terdapat rumusan masalah, antara lain :

- Bagaimana menghitung laju perpindahan panas yang terjadi pada *primary* dan *secondary economizer*?
- Bagaimana menghitung nilai *effectiveness* dari *primary* dan *secondary economizer* ?

1.3 Tujuan

Dengan menganalisis konstruksi dan data-data dari ekonomiser tersebut, diharapkan dapat menghitung perpindahan panas yang terjadi secara konveksi dan konduksi. Sehingga dari analisis tersebut diharapkan dapat diketahui faktor-faktor apa saja yang dapat mempengaruhi besarnya perpindahan panas pada *economizer* tersebut.

1.4 Batasan Masalah

Ekonomiser ini mempunyai ruang lingkup yang sangat besar, oleh karena itu dalam tugas akhir ini permasalahan dibatasi pada :

1. Kondisi aliran di dalam tube dan di luar tube adalah *steady state* dan *steady flow*.
2. Suhu masuk-keluar *flue gas* dan air pada ekonomiser pada *primary & secondary economizer* diasumsikan sama
3. Aliran di dalam *tube* diasumsikan *fully developed*.
4. Perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan.
5. Hanya menganalisa perpindahan panas dari *flue gas*, sementara kalor dari komponen lain yang terdapat pada *economizer* diabaikan.
6. *Tube* jenis *bare* diasumsikan memiliki susunan *aligned*.
7. Material tube pada economizer STB 42, diasumsikan sebagai *carbon-manganese-silicon*, karena kandungan didalamnya hampir sama
8. Kandungan *flue gas* terdiri dari CO₂, O₂, N₂, CO
9. Perpindahan panas secara radiasi diabaikan.

1.5 Manfaat

Manfaat penulisan tugas akhir ini, yaitu :

1. Perusahaan dapat mengetahui laju perpindahan panas apabila boiler memakai ekonomiser.
2. Sebagai referensi terhadap penelitian selanjutnya yang berkaitan dengan perpindahan panas pada *economizer* di PT. PJB UP GRESIK.

3. Sebagai penelitian untuk mengetahui efisiensi *economizer* di PT. PJB UP GRESIK.

1.6 Sistematika Penulisan

Dalam penyusunan tugas akhir ini dibagi dalam beberapa tahap, yaitu :

1. **BAB I PENDAHULUAN**

Dalam bab ini memberikan gambaran singkat tentang latar belakang, rumusan masalah, tujuan masalah, batasan masalah dan sistematika penulisan.

2. **BAB II DASAR TEORI**

Dalam bab ini menjelaskan uraian tentang teori-teori yang mendukung permasalahan yang diangkat serta memuat rangkuman kajian teoritik yang terkait.

3. **BAB III METODOLOGI**

Dalam bab ini menggambarkan dengan jelas data-data yang dipakai dalam perhitungan dan menggambarkan langkah analisis data.

4. **BAB IV ANALISIS dan PERHITUNGAN**

Dalam bab ini terdiri dari perhitungan tentang masalah yang diangkat dalam tugas akhir ini serta perawatan ekonomiser dan pembahasan singkat mengenai hasil yang diperoleh.

5. **BAB V KESIMPULAN**

Dalam bab ini menjelaskan kesimpulan dari keseluruhan proses penyusunan tugas akhir dan hasil dari perhitungan.

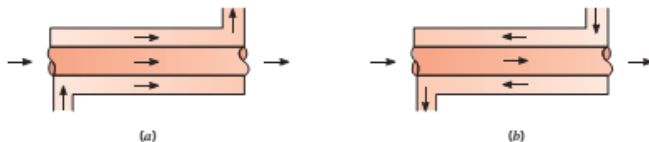
BAB II

DASAR TEORI

2.1 Pengertian Heat Exchanger

Alat penukar panas atau *Heat Exchanger* (HE) adalah alat yang digunakan untuk memindahkan panas dari sistem ke sistem lain tanpa perpindahan massa dan bisa berfungsi sebagai pemanas maupun sebagai pendingin. Biasanya, medium pemanas dipakai adalah air yang dipanaskan sebagai fluida panas dan air biasa sebagai air pendingin (*cooling water*). Pemakaian spesifik alat tersebut dapat dilihat pada mesin pendingin ruangan (*evaporator & condenser*), mesin refrigerasi (*evaporator & condenser*), instalasi pembangkit daya (*boiler, condenser, economizer, daerator, air preheater, superheater*) dan lain-lain. Adapun beberapa tipe pesawat penukar kalor yang dikelompokkan berdasarkan konstruksinya, yaitu

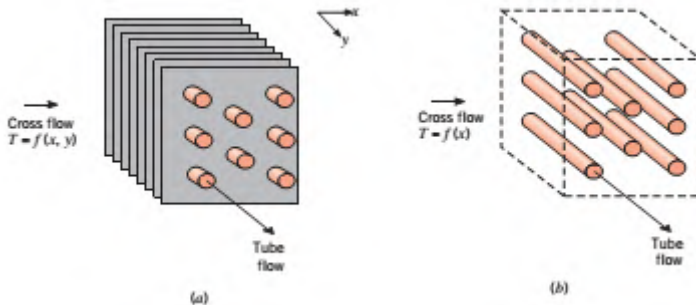
1. Tipe pipa dobel (*concentric tube*) kedua fluida dipisahkan oleh dinding pipa. Tipe ini ada dua macam, yaitu tipe aliran paralel (*parallel flow*) dan tipe aliran berlawanan arah (*counter flow*).



(sumber : *Fundamental Heat and Mass Transfer 7th edition, page 706*)

Gambar 2.1 *Concentric tube heat exchanger (a) Parallel flow (b) Counter flow*

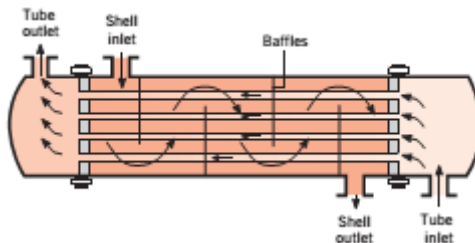
2. Tipe aliran silang (*cross flow*) terdapat dua macam, yaitu tipe kedua fluida tidak bercampur (*both fluid unmixed*) dan tipe satu fluida bercampur dengan yang satunya tidak bercampur (*one fluid mixed and the other unmixed*)



(sumber : *Fundamental Heat and Mass Transfer 7th edition*, page 706)

Gambar 2.2 Pesawat penukar kalor tipe aliran silang. (a) kedua fluida tidak bercampur dengan *fin*. (b) satu fluida bercampur dan satunya tidak bercampur tanpa *fin*.

3. Tipe *Shell and tube*, pada tipe ini satu fluida mengalir di dalam pipa-pipa. Sedangkan yang lainnya mengalir pada shell dengan pola aliran yang menyerupai aliran silang.



(sumber : *Fundamental Heat and Mass Transfer 7th edition*, page 707)

Gambar 2.3 Pesawat penukar kalor Tipe *Shell and Tube* dengan satu *shell* dan 1 laluan tube.

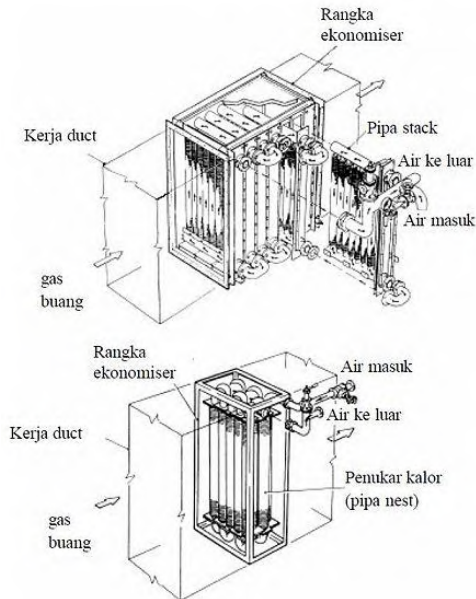
2.2 Ekonomiser

Ekonomiser adalah salah satu alat penukar kalor yang digunakan untuk pemanasan suatu fluida untuk mengurangi konsumsi energi yang digunakan. Economizer adalah jenis penukar kalor antara gas dan cairan, dimana dengan system ini kalor dari gas asap boiler dimanfaatkan sebagai pemanas air untuk proses produksi ataupun sebagai umpan air ke boiler (*feed water boiler*).

2.2.1 Prinsip Kerja Ekonomiser

Adapun prinsip kerja dari ekonomiser adalah guna menaikkan temperatur air sebelum masuk ke dalam boiler. Dan biasanya pemasangan ekonomiser dapat dilihat pada laluan gas buang dan cerobong asap. Ekonomiser ada yang menggunakan sirip (*fin*) dan tidak, namun kebanyakan ekonomiser yang digunakan dalam industri dirancang mempunyai banyak sirip dan material logam untuk memperluas permukaan singgung perpindahan kalor dari gas buang yang bertemperatur tinggi ke fluida air yang bertemperatur lebih rendah.

Karena hal tersebut, fluida pada ekonomiser akan mudah menyerap panas dari gas buang dari proses pembakaran. Temperatur air yang keluar ekonomiser lebih tinggi dari temperatur lingkungan sehingga setelah masuk boiler tidak dibutuhkan energi kalor yang besar.



(sumber : <http://www.crayonpedia.org>)

Gambar 2.4 Konstruksi Ekonomiser

Energi kalor yang dibutuhkan hanya untuk menaikkan temperatur dari ekonomiser menjadi temperatur didih boiler. Sehingga dengan pemasangan ekonomiser akan menaikkan efisiensi sistem. Karena ekonomiser disinggung dengan gas buang yang banyak mengandung zat-zat polusi yang dapat menimbulkan korosi, maka pemilihan material dari ekonomiser bergantung dari jenis bahan bakar yang digunakan. Suhu gas buang dan cerobong asap yang meninggalkan ekonomiser tidak boleh kurang dari 80 °C, yaitu suhu diatas temperatur titik embun gas buang karena akan mengakibatkan kondensasi pada saluran gas buang yang dingin dimana air terbentuk akibat kondensasi tersebut memiliki sifat yang asam dan korosif karena mengandung SO₂ dan SO₃.

2.2.2 Tipe Ekonomiser

Untuk menghitung efisiensi dari boiler, diperlukan perhitungan energi yang bermanfaat pada salah satu jenis ekonomiser terhadap sistem boiler. Seperti yang telah dijelaskan diatas, ekonomiser adalah salah satu alat penukar kalor yang berguna untuk mentransfer energi panas yang berada pada *flue gas* ke suatu medium, pada umumnya air umpan boiler (*boiler feed water*). Dan ekonomiser ini dapat dibagi menjadi 2, yaitu *non-condensing* dan *condensing*.

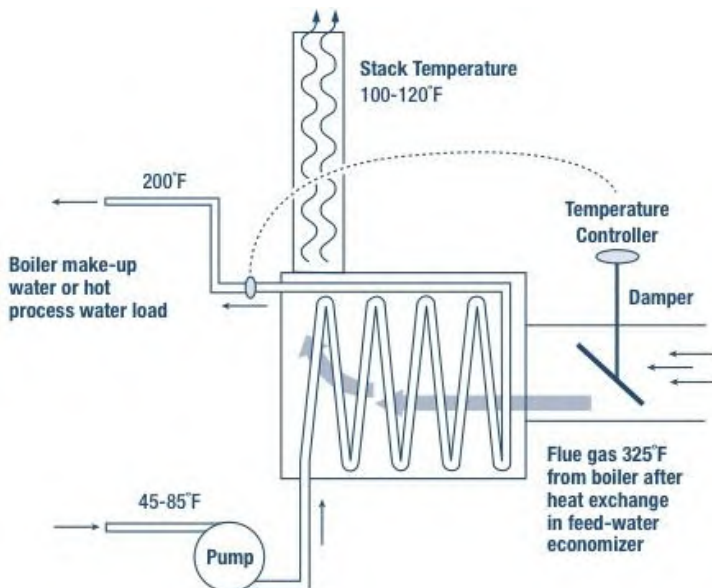
1. Ekonomiser non-kondensasi

Ekonomiser non-kondensasi adalah yang paling umum digunakan. Adapun ekonomiser ini dalam bentuk *coils*, bersirip dan letaknya berada pada saluran *flue gas* yang berada pada keluaran boiler. Biasanya, ekonomiser non-kondensasi akan meningkatkan efisiensi keseluruhan sebesar 2% sampai 4%. Ekonomiser jenis ini dirancang dan beroperasi untuk menjaga suhu gas buang di atas suhu kondensasi gas buang untuk mencegah korosi pada saluran gas buang. Hal ini sangat penting untuk bahan bakar yang mengandung sulfur, senyawa belerang akan membentuk dalam gas buang yang akan baik meningkatkan

keseluruhan titik embun gas buang dan ketika kondensasi terjadi akan menyebabkan pembentukan asam sulfat, yang sangat korosif.

2. Ekonomiser kondensasi

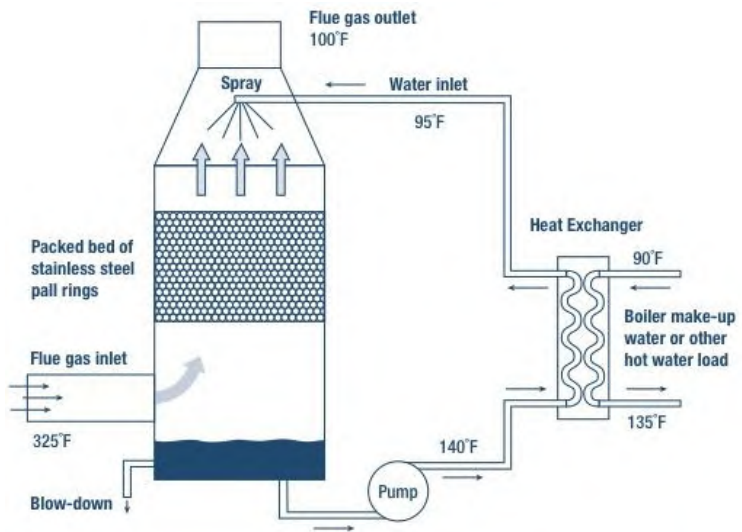
Ekonomiser kondensasi dirancang untuk mengakomodasi cairan korosif yang dihasilkan ketika kondensasi uap air keluar dari gas buang. Ekonomiser kondensasi ini dibagi menjadi 2 jenis, yaitu : kontak langsung (*spray*) dan tidak langsung. Ekonomiser ini dapat menangkap jauh lebih panas dan karena itu dapat meningkatkan efisiensi boiler secara keseluruhan sebesar 10% sampai 15%. Untuk kondensasi ekonomisers yang paling efektif, murah heat sink suhu yang diperlukan untuk membawa suhu gas buang di bawah suhu buang kondensasi gas.



(sumber : USDOE Office of Industrial Technologies)

Gambar 2.5 Ekonomiser kondensasi kontak tidak langsung

Pada ekonomiser kondensasi tidak langsung mengurangi panas pada flue gas dengan melewati satu atau lebih *shell and tube* atau *tubular heat exchanger*. Ekonomiser jenis ini dapat mengurangi temperatur pada flue gas yang pada awalnya sekitar 200 °F hingga turun menjadi 75 °F. Ekonomiser tidak langsung ini mampu memanaskan air mejadi temperatur yang lebih tinggi daripada ekonomiser kontak langsung. Ekonomiser kondensasi harus dirancang untuk tahan terhadap korosi yang berasal dari kondensasi uap air yag diproduksi dari hasil pembakaran baik bahan bakar gas alam atau miyak bumi. Adapun skema ekonomiser kondensasi langsung, yaitu :



(sumber : USDOE Office of Industrial Technologies)

Gambar 2.6 Ekonomiser kondensasi kontak langsung

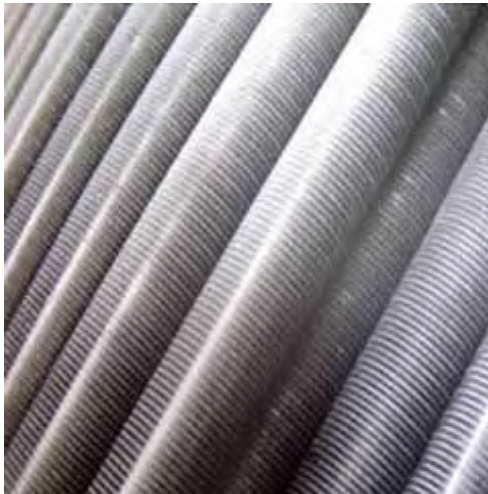
Pada ekonomiser kondensasi kontak langsung dibuat terdiri dari ruang uap udara diikuti oleh ruang semprot. Di ruang semprot, tetesan kecil cairan dingin datang ke dalam kontak langsung dengan gas buang panas, menyediakan

permukaan perpindahan panas *non-fouling*. Tetesan cairan mendinginkan gas *stack*, mengembun dan disentrain uap air. Ruang semprot dapat dilengkapi dengan kemas untuk meningkatkan kontak antara semprotan air dan gas panas. Sebuah eliminator kabut diperlukan untuk mencegah akumulasi tetesan kecil. Desain kontak langsung menawarkan perpindahan panas yang tinggi ditambah dengan kemampuan pemulihan air karena air panas dapat dikumpulkan untuk boiler air umpan, pemanas ruangan, atau kebutuhan proses tanaman. Air akan bersifat asam dan mungkin memerlukan *treatment* sebelum digunakan, seperti teknologi membran, penukar panas eksternal.

Sedangkan dalam penggunaannya, tipe tube pada ekonomiser dibagi menjadi beberapa macam, antara lain :

1. *CI Gilled Tube Economizer*

Jenis tube ini terbuat dari besi tuang yang terdapat fin dengan bahan yang sama. Dan jenis ini biasa digunakan dalam industri kimia yang dapat menaikkan kualitas gas buang.



(sumber : <http://www.boilercoils.com>)

Gambar 2.7 *CI Gilled Tube Economizer*

2. *Round Gilled Tube Economizer*

Pada jenis ini, *tube* yang digunakan terbuat dari baja ringan dan diberi *fin* persegi maupun bulat. Lalu di las pada tube baja karbon yang halus. Adapun dengan kontak yang tepat antara tube dan sirip dapat mengoptimalkan perpindahan panas yang terjadi.



(sumber : <http://jjoemparts.en.made-in-china.com>)

Gambar 2.8 *Round Gilled Tube Economizer*

3. *Coiled Tube Type Economizer*

Coiled tube ini banyak digunakan pada industri pembangkit listrik dan unit pengolahan yang besar. Adapun *tube* jenis ini terbuat dari baja karbon. Adapun keuntungan dari ekonomiser ini adalah dapat meningkatkan efisiensi dan menurunkan *temperatur flue gas*.

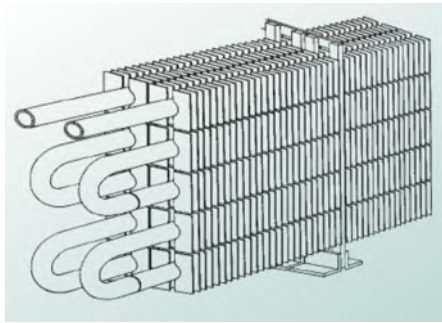


(sumber : <http://www.raghupower.com>)

Gambar 2.9 *Coiled Tube Type Economizer*

4. *Horizontal Finned Tube Economiser*

Pada jenis ini, tube terbuat dari baja karbon yang dilas dengan sirip yang dapat berbagai bentuk, seperti *serrated fin-tube*, *annular fin-tube*, *square fin-tube* dan lain-lain. Dan keuntungan dari penggunaan dari jenis ini adalah apabila perawatan yang dilakukan tepat, dapat membuat kontak dari sirip dan *tube* untuk perpindahan panas akan semakin baik.



(sumber : <http://www.zhenhuan-machine.com>)

Gambar 2.10 *Horizontal Finned Tube Economizer*

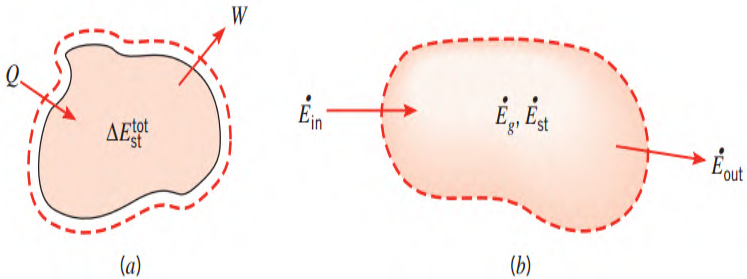
2.3 **Kekekalan Energi**

Analisis perpindahan panas merupakan perluasan dari termodinamika yang memperhatikan laju perpindahan energi. Selanjutnya dalam menganalisis perpindahan panas Hukum I Termodinamika (hukum kekekalan energi) memegang peranan penting dalam melakukan analisis.

2.3.1 **Kekekalan Energi Volume Atur**

Dalam menganalisis perpindahan panas perlu melakukan identifikasi volume atur yaitu melakukan pembatasan terhadap daerah yang dilalui energi/material dengan mengacu pada hukum I termodinamika, maka kekekalan energi volume atur dapat didefinisikan sebagai :

Laju energi termal dan mekanika yang memasuki volume atur dikurangi dengan laju energi yang meninggalkan volume atur sama dengan energi yang tersimpan di dalam volume atur.



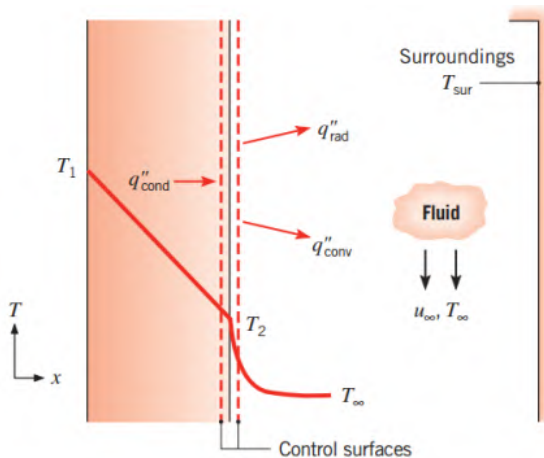
(sumber : *Fundamental Heat and Mass Transfer 7th edition, page 13*)

Gambar 2.11 Konservasi energi (a) untuk sistem tertutup pada interval waktu dan (b) untuk kontrol volume

2.3.2 Kestimbangan Energi Permukaan

Pada kasus khusus dimana permukaan atur tidak mempunyai massa/volume dan tidak berhubungan dengan energi bangkitan, serta syarat kekekalan energi berlaku untuk keadaan tunak (*steady state*) dan kondisi transisi (*transient*), maka :

$$E_{in} = E_{out}$$



(sumber : *Fundamental Heat and Mass Transfer 7th edition, page 27*)

Gambar 2.12 Kekekalan energi permukaan sebuah media

Pada gambar di atas ditunjukkan tiga bentuk perpindahan panas permukaan diatur dengan basis persatuan luas. Ketiga bentuk tersebut adalah konduksi dari media ke permukaan luar, konveksi dari permukaan ke fluida, dan pertukaran radiasi netto dari permukaan ke sekeliling. Sehingga kesetimbangan energi gambar di atas :

$$q''_{konduksi} - q''_{konveksi} - q''_{radiasi} = 0$$

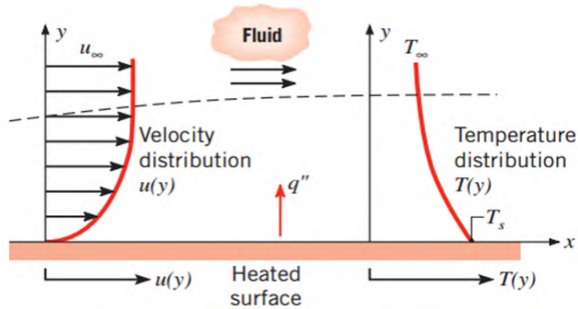
2.4 Analisis Perpindahan Panas

Perpindahan panas adalah suatu energi thermal yang ditransferkan ke suatu ruang yang memiliki perbedaan temperatur. Perhitungan laju perpindahan panas memerlukan perhitungan total area permukaan yang dikenai panas. Oleh karena itu diperlukan data temperatur fluida yang masuk dan keluar, koefisien perpindahan panas total, laju perpindahan panas total dan data-data lain yang mendukung. Data-data tersebut mampu dicari dengan menggunakan keseimbangan energi antara fluida panas dan fluida dingin dengan mengabaikan perpindahan panas yang terjadi ke lingkungan, perubahan energi kinetik dan potensial. Selain itu, fluidanya dianggap *steady flow*.

2.4.1 Perpindahan Panas Konveksi

Perpindahan panas secara konveksi adalah perpindahan panas yang terjadi antara permukaan zat dengan fluida yang bergerak dimana antara keduanya terdapat perbedaan temperatur.

Perpindahan panas konveksi didukung oleh gerakan acak molekuler dan gerakan makroskopik dari fluida diantara permukaan dan lapisan batas. Selain itu, konveksi dikategorikan berdasarkan penyebab terjadinya aliran fluida. Jika aliran fluida disebabkan oleh faktor eksternal seperti : pompa, fan blower, maka disebut konveksi paksa. Jika aliran fluida dihasilkan oleh gaya tarikan gaya *buoyancy* yang dihasilkan oleh adanya variasi massa jenis fluida, maka disebut konveksi bebas.



(sumber : *Fundamental Heat and Mass Transfer 7th edition, page 6*)

Gambar 2.13 Pertumbuhan lapisan batas pada perpindahan panas konveksi

Untuk menghitung perpindahan panas konveksi dapat menggunakan Newton's Law of Cooling, yaitu :

$$q = hA(T_s - T_\infty) \dots \dots \dots (2.1)$$

keterangan :

- q = laju perpindahan panas (W)
- h = koefisien konveksi (konduktansi film) (W/m²K)
- A = luasan yang tegak lurus arah perpindahan panas (m²)
- T_s = Temperatur permukaan padat (K)
- T_∞ = Temperatur rata-rata fluida (K)

2.4.1.1 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di dalam Tube

Perpindahan panas yang mengalir di dalam tube merupakan aliran internal. Aliran internal adalah aliran fluida dimana *Boundary Layer* tidak dimungkinkan untuk berkembang karena dibatasi oleh *surface*. Aliran ini berbanding terbalik dengan aliran eksternal, dimana pada aliran eksternal dimungkinkan *boundary layer* dapat berkembang. Dalam aliran internal dibagi menjadi Adapun pada aliran ini diasumsikan bahwa aliran tersebut merupakan *steady flow*, yang berarti aliran

yang mana kondisi alirannya (kecepatan, tekanan, densitas dan sebagainya) tidak berubah dengan waktu. oleh karena itu, berdasarkan buku *“Introduction to Fluid Mechanics, Fox and McDonald’s 8th Edition, page 106”* laju aliran massa yang masuk sama dengan laju aliran massa yang keluar. Atau dapat dirumuskan dengan

$$\sum_{cs} \rho \vec{V} \cdot \vec{A} = 0 \dots\dots\dots(2.2)$$

Dalam aliran internal biasanya dibagi menjadi dua, yaitu Aliran Laminar dan Aliran Turbulen. Untuk membedakan keduanya, maka digunakan batasan, yaitu *Reynolds Number*. Berdasarkan buku *“Introduction to Fluid Mechanics, Fox and McDonald’s 8th Edition, page 43”* Reynold number dapat didefinisikan sebagai

$$Re_D = \frac{\rho \cdot \bar{V} \cdot D}{\mu} \dots\dots\dots(2.3)$$

Keterangan :

- ReD = Reynold Number
- ρ = massa jenis (kg/m³)
- V = kecepatan aliran (m/s)
- D = Diameter (m)
- μ = viskositas absolut (Ns/m)

a. Aliran Laminar

Aliran Laminar terjadi apabila bila $Re_D < 2300$. Perpindahan panas pada aliran internal dapat ditinjau dari kondisi. Saat *Heat Flux* permukaan konstan dan pada saat temperatur permukaan konstan. Pada saat aliran internal pada *Circulating Tube* dengan karakteristik *Uniform Surface Heat Flux* dan *Laminar Fully Developed Condition*, *Nusselt Number*nya konstan dan tidak bergantung pada *Re*, *Pr* dan *axial location*. Berdasarkan buku *“Fundamentals of Heat and Mass Transfer 7th*

edition, Theodore L. Bergman, Adrienne S. Lavine, Frank P. Incropera, David P. Dewitt. Page 538". Didapatkan persamaan *Nusselt Number* sebagai berikut :

$$Nu_D = \frac{h \cdot D}{k} = 4,36 (q'' = \text{konstan}) \dots \dots \dots (2.4)$$

$$Nu_D = 3,66 (T_s = \text{konstan}) \dots \dots \dots (2.5)$$

b. Aliran Turbulen

Aliran Turbulen terjadi apabila nilai $Re_D > 2300$. Dalam aliran turbulen, *Nusselt Number* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan *Dittus-Boelter*. Berdasarkan buku "*Fundamentals of Heat and Mass Transfer 7th edition, Theodore L. Bergman, Adrienne S. Lavine, Frank P. Incropera, David P. Dewitt. Page 544*" dengan pengaruh dari jenis perpindahan panas yang terjadi menjadi salah satu faktor yang diperhitungkan (*Cooling* atau *Heating*) diketahui persamaan *Dittus-Boelter* sebagai berikut :

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^n \dots \dots \dots (2.6)$$

Adapun rumus tersebut digunakan dengan kondisi :

$$\begin{aligned} 0,6 &\leq Pr \leq 160 \\ Re_D &\geq 10000 \\ L/D &\geq 10 \end{aligned}$$

Dimana $n = 0,4$ untuk proses *Heating* ($T_s > T_m$) sedangkan $n = 0,3$ untuk proses *Cooling* ($T_s < T_m$). Selain korelasi dari *Dittus-Boelter* terdapat korelasi lainnya yang dapat digunakan apabila tidak sesuai dengan kondisi yang ada. Berdasarkan buku "*Fundamentals of Heat and Mass Transfer 7th edition, Theodore L. Bergman, Adrienne S. Lavine, Frank P. Incropera, David P. Dewitt. Page*

545", yaitu dalam menghitung nusselt number, dapat menggunakan korelasi *Gnielinski*, yaitu :

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re-1000) Pr}{1+12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} (Pr^{\frac{2}{3}}-1)}$$

Dimana friction factor (f) didapat dari Moody diagram atau dapat dicari dengan rumus :

$$f = (0,790 \ln Re_D - 1,64)^{-2}$$

Adapun korelasi *Gnielinski* dapat digunakan apabila

$$0,5 \leq Pr \leq 2000$$

$$3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$$

Setelah menghitung nilai *Nusselt Number*, secara umum koefisien perpindahan panas rata-rata untuk aliran fluida melewati susunan *tube* dapat kita dapatkan persamaan berikut :

$$h = \frac{Nu_D \times k}{D} \dots\dots\dots(2.7)$$

2.4.1.2 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di luar Tube

Sebelum melakukan perhitungan koefisien konveksi di luar tube, perlu diketahui terlebih dahulu temperatur dinding tube, yaitu dengan cara iterasi.

Harga koefisien konveksi di luar tube diketahui berdasarkan temperatur dinding perkiraan, maka selanjutnya dilakukan perhitungan temperatur dinding tube berdasarkan harga koefisien konveksi di luar tube tadi. Kemudian harga temperatur dinding tube hasil perhitungan dibandingkan dengan temperatur dinding tube asumsi.

Adapun berdasarkan buku “*Fundamentals of Heat and Mass Transfer 7th edition, Theodore L. Bergman, Adrienne S. Lavine, Frank P. Incropera, David P. Dewitt. Page 12*” dapat diketahui bahwa :

$$q = q''A = \frac{\Delta T}{R_t} = \frac{T_{m,fg} - T_{m,w}}{R_o + R_i} = \frac{T_s - T_{m,w}}{R_i}$$

$$\frac{T_{m,fg} - T_{m,w}}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i \left(\frac{D_i}{D_o}\right)}} = \frac{T_s - T_{m,w}}{\frac{1}{h_i \left(\frac{D_i}{D_o}\right)}}$$

Temperatur dinding tube dapat dihitung dengan persamaan :

$$T_s = T_{m,w} + \frac{h_o}{h_i + h_i \left(\frac{D_i}{D_o}\right)} (T_{m,fg} - T_{m,w})$$

Keterangan :

T_s = Temperatur dinding tube (K)

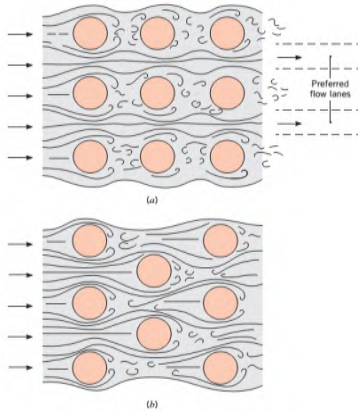
$T_{m,fg}$ = Temperatur rata-rata flue gas (K)

$T_{m,w}$ = Temperatur rata-rata air (K)

h_o = Koefisien konveksi di luar tube (W/m²K)

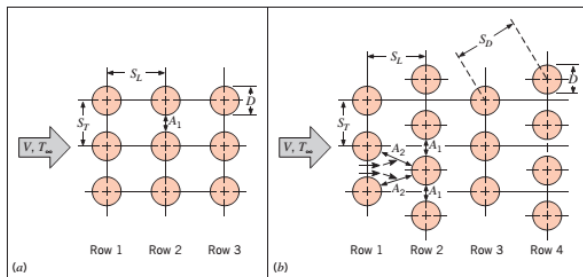
h_i = Koefisien konveksi di dalam tube (W/m²K)

Perpindahan panas yang terjadi di luar pipa dari *Shell and Tube Heat Exchanger* dianalisis berdasarkan analisis perpindahan panas secara konveksi yang melewati susunan tube pada Heat Exchanger. Ada dua jenis susunan tube, yaitu susunan *aligned* dan *staggered*. Susunan *staggered* memiliki koefisien perpindahan panas yang lebih tinggi karena bentuknya berliku-liku sehingga semakin banyak bagian tube teraliri fluida.



(sumber : *Fundamental Heat and Mass Transfer 7th edition*,page 470)
 Gambar 2.14 Kondisi untuk (a) aligned dan (b) staggered tubes

Sedangkan syarat-syarat tersebut dapat dilihat pada susunan tube berikut :



(sumber : *Fundamental Heat and Mass Transfer 7th edition*, page 469)
 Gambar 2.15 Susunan Aligned dan staggered

Setelah menemukan harga Re_D maka dapat diketahui *Prandtl Number*, sehingga mampu menghitung *Nusselt Number*. Adapun untuk mengetahui heat transfer coefficient rata-rata untuk tube bank, dapat menggunakan korelasi Zukauskas yang terdapat pada buku “*Fundamentals of Heat and Mass Transfer 7th edition*,

Theodore L. Bergman, Adrienne S. Lavine, Frank P. Incropera, David P. Dewitt. Page 469”sebagai berikut :

$$\overline{Nu}_D = C_1 Re_{D,max}^m Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{1/4} \dots\dots\dots(2.8)$$

Keterangan :

\overline{Nu}_D = Nusselt Number

Pr = Prandtl Number

Pr_s = Prandtl Number pada bagian surface

$$\begin{aligned} N_L &\geq 20 \\ 0,7 &\leq Pr \leq 500 \\ 10 &\leq Re_{D,max} \leq 2 \times 10^6 \end{aligned}$$

Dimana tabel C_1 dan m dilihat dibawah ini:

Tabel 2.1 konstanta persamaan C_1 dan m

TABLE 7.5 Constants of Equation 7.58 for the tube bank in cross flow [16]

Configuration	$Re_{D,max}$	C_1	m
Aligned	$10-10^2$	0.80	0.40
Staggered	$10-10^2$	0.90	0.40
Aligned	10^2-10^3	Approximate as a single (isolated) cylinder	
Staggered	10^2-10^3		
Aligned ($S_T/S_L > 0.7$) ^a	$10^3-2 \times 10^5$	0.27	0.63
Staggered ($S_T/S_L < 2$)	$10^3-2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
Staggered ($S_T/S_L > 2$)	$10^3-2 \times 10^5$	0.40	0.60
Aligned	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.021	0.84
Staggered	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.022	0.84

^aFor $S_T/S_L < 0.7$, heat transfer is inefficient and aligned tubes should not be used.

(sumber : Fundamental Heat and Mass Transfer 7th edition, page 470)

Jika jumlah jajaran pipa kurang dari 20 buah maka korelasinya adalah :

$$\overline{Nu}_D|_{(N_L < 20)} = C_2 \overline{Nu}_D|_{(N_L \geq 20)} \dots \dots \dots (2.9)$$

Tabel 2.2 konstanta C_2

TABLE 7.6 Correction factor C_2 of Equation 7.59 for $N_L < 20$
($Re_{D,max} \geq 10^3$) [16]

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13	16
Aligned	0.70	0.80	0.86	0.90	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99
Staggered	0.64	0.76	0.84	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

(sumber : Fundamental Heat and Mass Transfer 7th edition, page 471)

Jenis aliran dapat diketahui dengan mengetahui nilai dari Reynold Number-nya dengan rumus :

$$Re_D = \frac{\rho \cdot V_{max} \cdot D}{\mu} \dots \dots \dots (2.10)$$

Keterangan :

- Re_D = Reynold Number
- ρ = massa jenis (kg/m³)
- \bar{V}_{max} = kecepatan aliran (m/s)
- D = Diameter (m)
- μ = viskositas absolut (Ns/m)

Untuk susunan pipa inline \bar{V}_{max} terjadi pada A1:

$$\bar{V}_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} \bar{V} \dots \dots \dots (2.10a)$$

Untuk susunan pipa staggered V_{max} dapat terjadi di A1 ataupun A2 :

$$2(S_D - D) < (S_T - D)$$

V_{max} terjadi di A2 jika :

$$S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} < \frac{S_T + D}{2}$$

$$\bar{V}_{\max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} \bar{V} \dots\dots\dots (2.10b)$$

Setelah itu dapat dihitung nilai koefisien konveksi perpindahan panasnya, yaitu :

$$\bar{h}_o = \frac{\bar{Nu}_D x k}{D} \dots\dots\dots (2.11)$$

Keterangan :

- h_o = koefisien konveksi diluar tube (W/m²K)
- Nu_D = Nusselt Number
- k = konduktifitas Thermal (W/mK)
- D = Diameter Pipa (m)

2.5 Perpindahan Panas Kalor Sensibel dan Kalor Laten

Kalor adalah salah satu bentuk energi. Jika suatu zat menerima atau melepaskan kalor, maka ada dua kemungkinan yang akan terjadi. Yang pertama adalah terjadinya perubahan temperatur dari zat tersebut, kalor yang seperti ini disebut dengan kalor sensibel (*sensible heat*). Dan yang kedua adalah terjadi perubahan fase zat, kalor jenis ini disebut dengan kalor laten (*latent heat*).

2.5.1 Kalor Sensibel (*Sensible Heat*)

Apabila suatu zat menerima kalor sensibel maka akan mengalami peningkatan temperatur, namun jika zat tersebut melepaskan kalor sensibel maka akan mengalami penurunan temperatur. Setelah mengasumsikan dalam kondisi *steady state* serta tidak ada perubahan pada energi laten, berdasarkan buku “*Fundamental Heat and Mass Trasnsfer 7th edition, page 17*”, didapat persamaan kalor sensibel pada keadaan *steady state* adalah sebagai berikut :

$$q = m \cdot C_p \cdot \Delta T \dots\dots\dots(2.14)$$

Dimana :

Q = Energi kalor yang dilepas atau diterima suatu zat (J)

m = Massa zat yang mengalami perubahan temperatur (kg)

C_p = Kalor jenis zat ($\frac{J}{kg \cdot K}$)

ΔT = Perubahan temperatur yang terjadi (K)

2.5.2 Kalor Laten (*Latent Heat*)

Jika suatu zat menerima atau melepaskan kalor, pada awalnya akan terjadi perubahan temperatur, namun demikian hal tersebut suatu saat akan mencapai keadaan jenuhnya dan menyebabkan perubahan fase. Kalor yang demikian itu disebut sebagai kalor laten. Pada suatu zat terdapat dua macam kalor laten, yaitu kalor laten peleburan atau pembekuan dan kalor laten penguapan atau pengembunan. Kalor laten suatu zat biasanya lebih besar dari kalor sensibelnya, hal ini karena diperlukan energi yang besar untuk merubah fase suatu zat.

Secara Umum kalor laten yang digunakan untuk merubah fase suatu zat dirumuskan dengan :

$$Q = m \cdot h_l \dots\dots\dots(2.15)$$

Dimana :

Q = Energi kalor yang dilepas atau diterim suatu zat (J)

h_l = Kalor Laten ($\frac{kJ}{kg}$)

Jika udara mengalir melewati suatu permukaan basah, akan terjadi perpindahan kalor sensibel dan kalor laten secara bersamaan. Bila terdapat perbedaan suhu antara udara dan permukaan basah tersebut akan terjadi perpindahan kalor sensibel dan kalor laten secara bersamaan. Bila terdapat perbedaan suhu antara permukaan basah tersebut maka kalor akan dipindahkan. Bila terdapat pada temperatur antara tekanan parsial uap air di udara dan tekanan parsial uap air pada permukaan basah, maka akan terjadi perpindahan massa uap air. Perpindahan massa ini menyebabkan perpindahan

panas juga, karena pada saat air mengembun, kalor laten harus dikeluarkan dari air tersebut. Sebaliknya jika sejumlah cairan menguap dari lapisan permukaan basah, maka harus diberikan kalor penguapan pada air tersebut.

2.6 Overall heat transfer coefficient

Overall heat transfer coefficient adalah total tahanan thermal antara dua fluida yang terjadi perpindahan panas. Untuk heat exchanger tipe turbular tanpa fin, overall heat transfer coefficient dapat dihitung dengan menjumlahkan tahanan thermal akibat konduksi dan konveksi antara dua fluida yang dibatasi dinding silinder. Persamaan umum untuk menghitung overall heat transfer coefficient adalah :

$$\frac{1}{UA} = R_{\text{tot}} \dots \dots \dots (2.16)$$

Tahan thermal melibatkan tahanan konveksi aliran di dalam silinder, tahanan konduksi pada material silinder dan tahanan konveksi aliran diluar silinder, sehingga dapat ditulis dengan persamaan berikut :

$$R_{\text{tot}} = \frac{1}{h_o 2\pi r_o L} + \frac{\ln \frac{r_o}{r_i}}{2\pi k L} + \frac{1}{h_i 2\pi r_i L} \dots \dots \dots (2.17)$$

Dari persamaan diatas dapat diperoleh persamaan untuk overall heat transfer coefficient, yaitu :

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_o 2\pi r_o L} + \frac{\ln \frac{r_o}{r_i}}{2\pi k L} + \frac{1}{h_i 2\pi r_i L}} \dots \dots \dots (2.18)$$

Jika memperhitungkan adanya fouling factor (kerak) menjadi:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} R_{f,i} + \frac{r_i}{k} \ln \frac{r_o}{r_i} R_{f,o} + \frac{1}{h_i}} \dots \dots \dots (2.19)$$

2.7 Log Mean Temperature Different (LMTD)

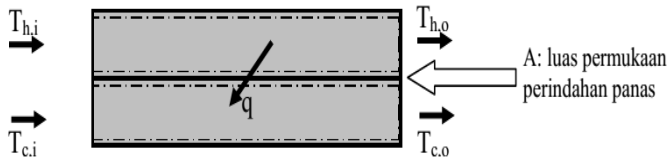
Analisis pesawat penukar klor didasarkan pada dua asumsi utama (disamping beberapa asumsi tambahan), yaitu semua kalor yang dilepas fluida panas diterima semua oleh fluida dingin dan perpindahan panas antara pesawat dengan lingkungan diabaikan.

Kalor yang dilepas fluida panas :

$$Q_h = m \times c_{p,h} \times (T_{h,i} - T_{h,o}) \dots \dots \dots (2.19)$$

Kalor yang diterima fluida dingin :

$$Q_c = m \times c_{p,c} \times (T_{c,o} - T_{c,i}) \dots \dots \dots (2.20)$$



(sumber : *Fundamental Heat and Mass Transfer 7th edition, page 711*)

Gambar 2.16 Balance energi pada pesawat penukar kalor

Persamaan lain yang diperlukan untuk analisis adalah :

$$q = U \times A \times T_{LM} \dots \dots \dots (2.21)$$

Keterangan :

q = laju perpindahan panas (W)

U = Overall heat transfer coefficient (W/mK)

T_{LM} = perbedaan temperatur rata-rata (K)

A = luasan bidang (m²)

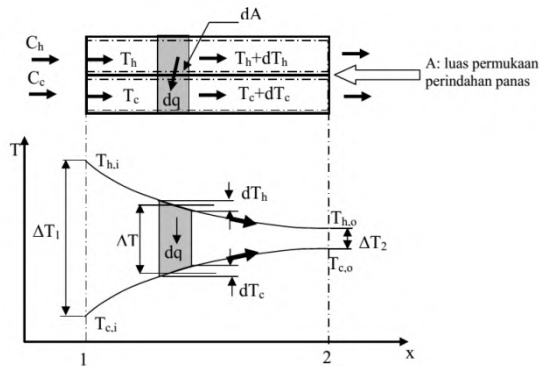
Dimana :

$$T_{LM,cond} = \frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{T_1}{T_2}} \dots \dots \dots (2.21a)$$

Untuk menentukan LMTD, diperlukan analisa aliran terlebih dahulu. Berdasarkan arah alirannya, heat exchanger dikelompokkan menjadi :

1. Tipe aliran paralel

Distribusi temperatur yang terjadi pada heat exchanger aliran paralel adalah sebagai berikut :



(sumber : *Fundamental Heat and Mass Transfer 7th edition, page 712*)

Gambar 2.17 Pesawat penukar kalor aliran paralel

Sehingga dapat dilihat dari gambar diatas bahwa persamaan untuk aliran paralel adalah :

$$T_1 = T_{h,i} - T_{c,i} \dots \dots \dots (2.22)$$

$$T_2 = T_{h,o} - T_{c,o} \dots \dots \dots (2.23)$$

Keterangan :

$T_{h,i}$ = temperatur masuk fluida panas (K)

$T_{h,o}$ = temperatur keluar fluida panas (K)

$T_{c,i}$ = Temperatur masuk fluida dingin (K)

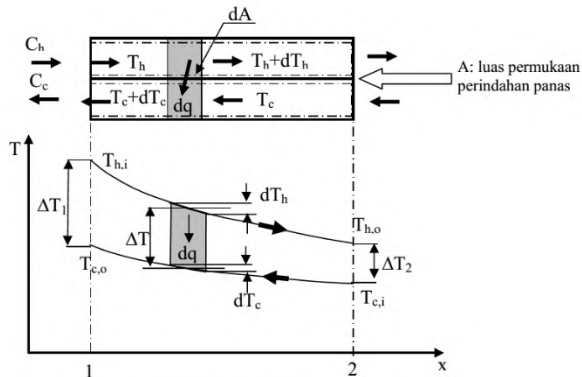
$T_{c,o}$ = Temperatur keluar fluida dingin (K)

2. Tipe aliran *counter flow*(Berlawanan arah)

T_1 dan T_2 dalam tipe aliran berlawanan arah berbeda,hal tersebut disebabkan karena arah aliran yang berbeda.

$$T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} \dots \dots \dots (2.24)$$

$$T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} \dots \dots \dots (2.25)$$



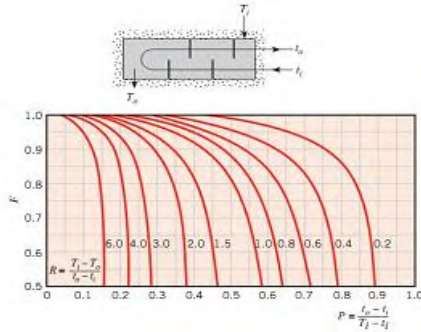
(sumber : *Fundamental Heat and Mass Trasnsfer 7th edition*,page 714)

Gambar 2.18 Pesawat penukar kalor aliran berlawanan

3. Tipe aliran multipass dan aliran silang

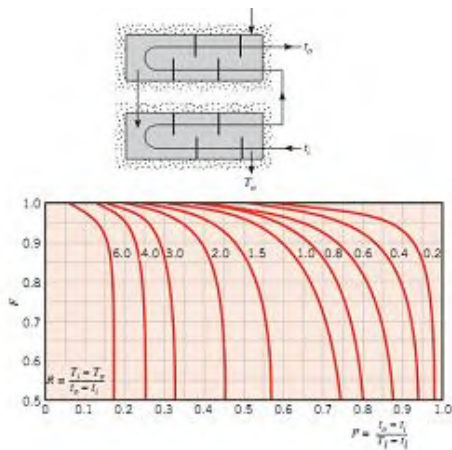
Tipe ini adalah tipe aliran heat exchanger yang sangat kompleks sehingga memerlukan faktor koreksi (F) agar mendapatkan hasil perhitungan yang akurat. Oleh karena itu, digunakan faktor koreksi pada *log mean temperature different* (LMTD), yaitu :

$$T_{LM} = F \times T_{LM,CF} \dots \dots \dots (2.26)$$



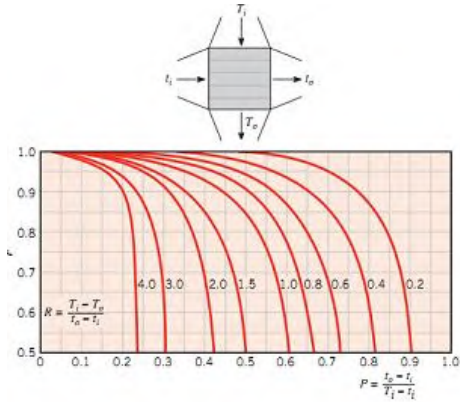
(sumber : Fundamental Heat and Mass Transfer 7th edition, page 726)

Gambar 2.19 Faktor koreksi LMTD untuk 1 shell dan 2 laluan tube

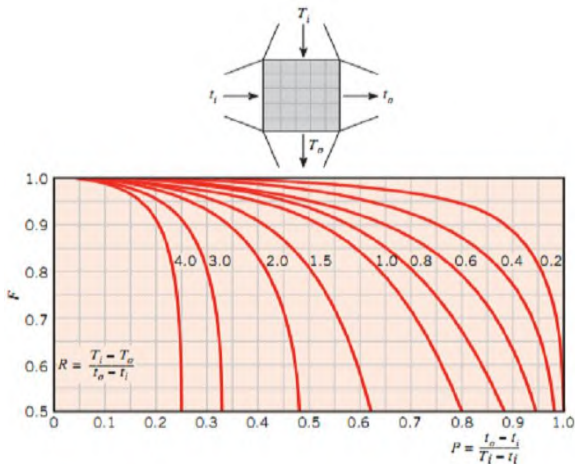


(sumber : Fundamental Heat and Mass Transfer 7th edition, page 726)

Gambar 2.20 Faktor untuk shell dan tube dengan dua shell dan kelipatan 2 laluan tube



(sumber : Fundamental Heat and Mass Transfer 7th edition, page 727)
 Gambar 2.21 Faktor koreksi LMTD untuk HX aliran silang
 dengan kedua fluida tidak bercampur



(sumber : Fundamental Heat and Mass Transfer 7th edition, page 727)
 Gambar 2.22 Faktor koreksi LMTD untuk HX aliran silang
 dengan satu fluida bercampur, yang lain tidak bercampur

2.8 Metode NTU (Number of Transfer Unit)

Untuk mengetahui performa ekonomiser yang telah diketahui spesifikasinya yaitu ukuran, tipe dan jenisnya maka dapat dilakukan pengecekan dengan menggunakan metode *effectiveness* (ϵ) – NTU. *Effectiveness* (ϵ) adalah rasio perbandingan antara laju perpindahan panas aktual dengan laju perpindahan panas maksimum yang mungkin terjadi pada suatu Heat Exchanger, *Effectiveness* (ϵ) merupakan bilangan dimensi dan berada pada batasan $0 < \epsilon < 1$. Sehingga *effectiveness* dapat dinyatakan dalam :

$$\epsilon = f \left[NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}} \right] \dots \dots \dots (2.27)$$

$$\epsilon = \frac{q}{q_{max}} \dots \dots \dots (2.28)$$

Dimana :

$$q_{max} = C_{min} \times (T_{h,i} - T_{c,i}) \dots \dots \dots (2.29)$$

C_{min} diperoleh dari nilai terkecil antara :

$$C_c = \dot{m}_c \times c_{p_c} \dots \dots \dots (2.30)$$

$$C_h = \dot{m}_h \times c_{p_h} \dots \dots \dots (2.31)$$

Keterangan :

- \dot{m}_c = laju aliran massa fluida dingin (kg/s)
- \dot{m}_h = laju aliran massa fluida panas (kg/s)
- C_c = heat capacity rate fluida dingin (W/K)
- C_h = heat capacity rate fluida panas (W/K)
- c_{p_c} = kalor spesifik fluida dingin (J/kgK)
- c_{p_h} = kalor spesifik fluida panas (J/kgK)

C_{\min} dapat berupa salah satu nilai dari C_h ataupun C_c yang memiliki nilai terkecil. Sedangkan *Number of transfer unit* (NTU) adalah bilangan tak berdimensi yang secara luar digunakan untuk menganalisa perpindahan panas pada satuan heat exchanger. Persamaan dari NTU adalah :

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \dots\dots\dots(2.32)$$

Untuk mengetahui efektivitas dari ekonomiser setelah mengetahui nilai NTU maka harus dicari dahulu nilai rasio kapasitas panas Cr , yaitu sebagai berikut :

$$Cr = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \dots\dots\dots(2.33)$$

Adapun untuk mengetahui nilai ϵ dari suatu heat exchanger bisa dilihat dari table dibawah :

Table 2.3 hubungan *effectiveness* pada heat exchanger

TABLE 11.3 Heat Exchanger Effectiveness Relations [5]		
Flow Arrangement	Relation	
Parallel flow	$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r}$	(11.28a)
Counterflow	$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]}$	$(C_r < 1)$
	$\epsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}$	$(C_r = 1)$ (11.29a)
Shell-and-tube		
One shell pass (2, 4, ... tube passes)	$\epsilon_1 = 2 \left[1 + C_r + (1 + C_r^2)^{0.5} \times \frac{1 + \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{0.5}]}{1 - \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{0.5}]} \right]^{-1}$	(11.30a)
n shell passes (2n, 4n, ... tube passes)	$\epsilon = \left[\left(\frac{1 - \epsilon_1 C_r}{1 - \epsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[\left(\frac{1 - \epsilon_1 C_r}{1 - \epsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1}$	(11.31a)
Cross-flow (single pass)		
Both fluids unmixed	$\epsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) (NTU)^{0.22} \{ \exp[-C_r(NTU)^{0.78}] - 1 \} \right]$	(11.32)
C_{\max} (mixed), C_{\min} (unmixed)	$\epsilon = \left(\frac{1}{C_r} \right) \{ 1 - \exp[-C_r \{ 1 - \exp(-NTU) \}] \}$	(11.33a)
C_{\min} (mixed), C_{\max} (unmixed)	$\epsilon = 1 - \exp(-C_r^{-1} \{ 1 - \exp[-C_r(NTU)] \})$	(11.34a)
All exchangers ($C_r = 0$)	$\epsilon = 1 - \exp(-NTU)$	(11.35a)

(sumber : *Fundamental Heat and Mass Transfer 7th edition*, page 724)

Dengan, $0 \leq Cr \leq 1$

Tipe ekonomiser adalah shell and tube dengan cross flow, kedua fluida tidak tercampur, didapat rumus :

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{Cr}\right) (NTU)^{0,22} \{\exp[-Cr(NTU)^{0,78}] - 1\}\right]$$

BAB III METODOLOGI

Pada tugas akhir ini, untuk melakukan analisis laju perpindahan panas pada ekonomiser, maka diperlukan metode analisis dan matematis. Oleh karena itu, dalam bab ini akan dibahas mengenai metodologi dalam penyusunan laporan.

3.1 Studi Literatur

Pada bab ini menjelaskan mengenai data-data yang telah diperoleh dari hasil survey lapangan serta persiapan-persiapan yang dilakukan dalam menyelesaikan tugas akhir ini. Data tugas akhir ini diperoleh dibagian Literatur Perpustakaan, Perencanaan dan Pengendalian Operasi (RENDAL OP), pihak Corrective, serta Pihak Lapangan di PLTU, PJB UP Gresik.

Prosedur penyusunan tugas akhir ini dapat dijelaskan sebagai berikut :

1. Penentuan tema awal tugas akhir mengenai “Analisa Perpindahan Panas Pada Ekonomiser PLTU Unit 4 PT. PJB UP GRESIK”
2. Pengajuan tema serta permohonan persetujuan kepada dosen pembimbing tugas akhir.
3. Memenuhi prosedur pengambilan data tugas akhir yang ditetapkan oleh PT. PJB UP. Gresik

Selanjutnya, kegiatan pendukung proses persiapan adalah sebagai berikut :

1. Asistensi ke dosen pembimbing Tugas akhir
2. Asistensi ke Mentor di PT. PJB UP Gresik

3.2 Pengambilan Data dan Survei Lapangan

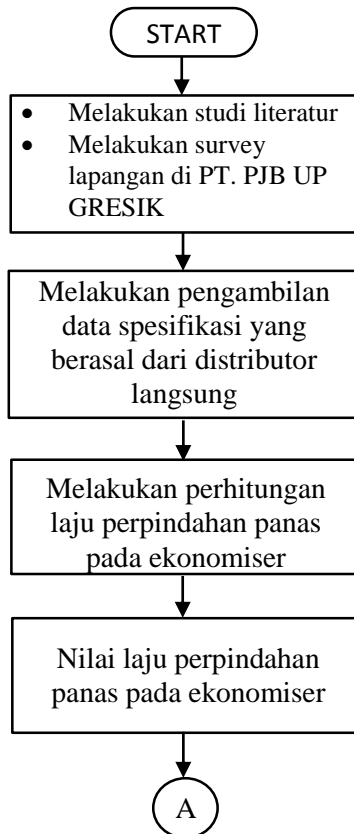
Untuk melakukan perhitungan laju perpindahan panas pada ekonomiser dibutuhkan data – data yang berkaitan dengan performa ekonomiser. Data yang diambil adalah data secara teoritis, yang meliputi data spesifikasi ekonomiser, desain ekonomiser.

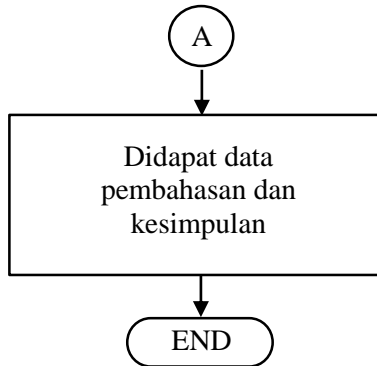
Untuk menganalisis permasalahan yang ada penulis mencari informasi serta berdiskusi dengan mentor ataupun pihak – pihak

yang bersangkutan yang sekiranya mampu memberikan informasi tentang data yang dibutuhkan.

Sebagai penunjang penulis dalam menyelesaikan tugas akhir perlu adanya beberapa data pendukung yaitu dari textbox untuk membantu dalam menentukan langkah – langkah perhitungan diambil dari “*Fundamental of heat and mass transfer seven edition*”, Theodore L.Bergman dan Addienne s.lavine, “*Introduction to Fluid Mechanics*”, Fox and McDonals’s 8th Edition

3.3 Flow Chart Metodologi Penyusunan Tugas Akhir





Gambar 3.1 Flow chart metodologi penelitian

3.4 Analisa Perpindahan Panas di dalam Tube dan di luar Tube

Untuk menganalisa perpindahan panas pada *Heat Exchanger* terutama pada ekonomiser, perpindahan panas terjadi secara konveksi bebas yaitu pada sisi luar tube dan konveksi paksa pada sisi tube.



(sumber: Rendal Har PJB UP Gresik, 2013)

Gambar 3.2 *Economyizer Tube* pada Boiler Unit 4 PT. PJB UP Gresik

3.4.1 Perpindahan Panas Pada Sisi Tube

Agar dapat melakukan perhitungan perpindahan panas pada sisi tube data input yang dibutuhkan adalah temperatur fluida (*feed water*) yang masuk dan keluar ekonomiser serta kapasitas air untuk menentukan laju aliran massa.

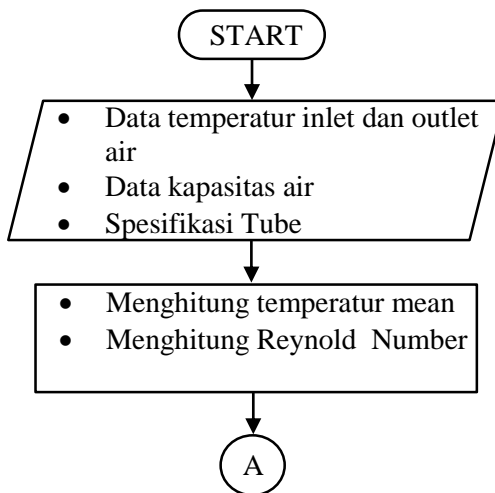
Setelah mendapatkan input data yang diperlukan, selanjutnya adalah mencari *properties* untuk aliran di dalam tube. Properties ini didapatkan dari temperatur air yang masuk dan keluar berdasarkan spesifikasi ekonomiser. Kemudian dilakukan perhitungan *mass flow rate* untuk mencari *reynold number*.

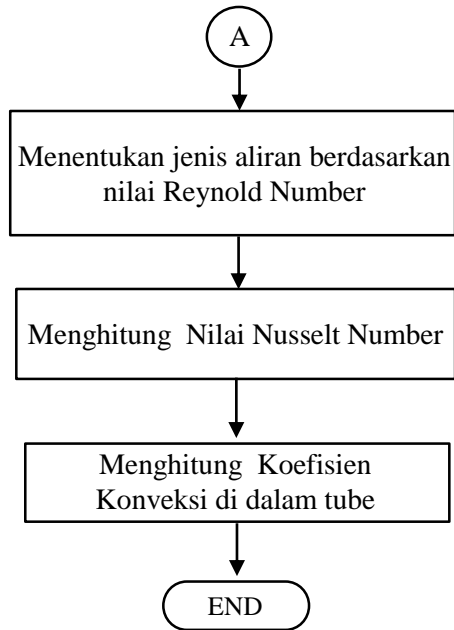
Setelah nilai dari *reynold number* diketahui, penulis dapat menentukan jenis aliran yang terjadi di dalam tube apakah termasuk aliran laminar atau turbulen. Dimana dalam menentukan laminar atau turbulen dapat dilihat apabila nilai *reynold number* kurang dari 2300, maka termasuk aliran laminar. Sedangkan apabila harga *reynold number* lebih dari 2300, maka aliran tersebut merupakan aliran turbulen. Dan apabila *reynold number*nya sama dengan 2300, maka aliran tersebut merupakan aliran transisi.

Adapun setelah menentukan jenis alirannya, kita dapat memasukkan nilai *reynold* tersebut ke dalam korelasi yang sesuai untuk menghitung *Nusselt Number*.

Apabila nilai *Nusselt Number* telah diketahui, kita dapat menghitung nilai koefisien konveksi di dalam tube.

3.4.2 Flow Chart Perhitungan Perpindahan Panas di dalam Tube

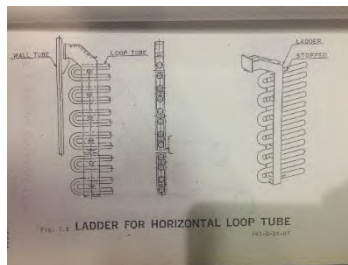




Gambar 3.3 Flow chart perhitungan di dalam tube

3.4.3 Perpindahan Panas Pada Sisi di luar Tube

Pada sisi di luar tube, gas hasil pembakaran (*flue gas*) berasal dari pembakaran pada boiler. Adapun susunan dari tube yang terkena *flue gas* harus diketahui terlebih dahulu, berikut gambar susunan *tube* yang berada pada ekonomiser:



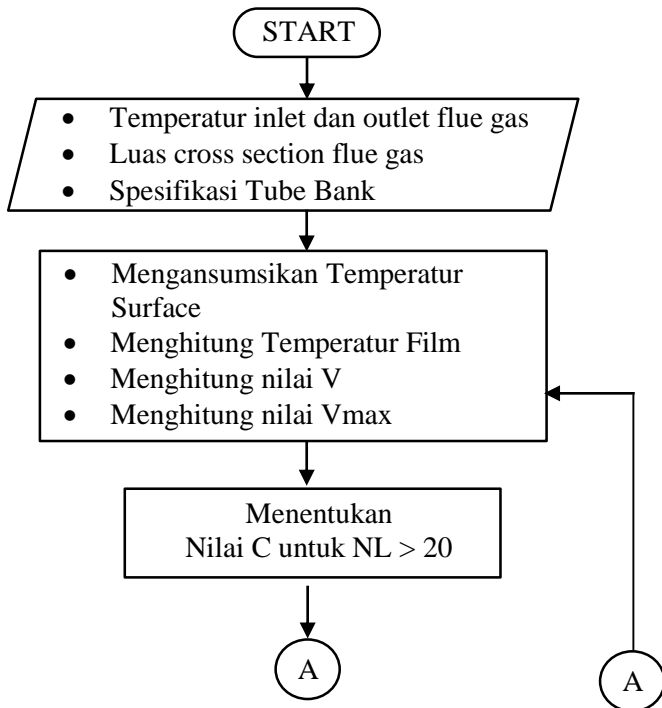
(sumber:Perpustakaan PT. PJB UP Gresik)

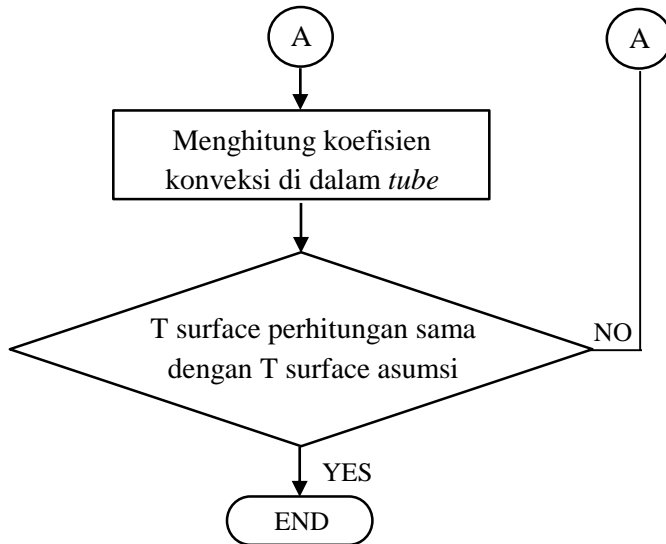
Gambar 3.4 Susunan *tube* pada ekonomiser

Pada sistem ini, temperatur *surface* tidak diketahui. Oleh karena itu, penulis harus menghitung temperatur *surface* terlebih dahulu yang didapat dari data temperatur air yang masuk ke ekonomiser dan temperatur *flue gas* yang masuk.

Setelah menghitung temperatur *surface*, penulis juga harus menghitung temperatur film yang didapat dari data temperatur *surface* dan temperatur *flue gas*. Kemudian mencari nilai kecepatan (V) untuk mengetahui harga dari kecepatan maksimal (V_{\max}) yang nantinya, V_{\max} ini akan digunakan untuk mencari nilai Reynold number. Setelah nilai Reynold number, kita memasukkannya ke dalam korelasi Nusselt number dengan melihat nilai C dan m dari tabel. Setelah diketahui nilai Nusselt number kita dapat mengetahui nilai dari koefisien konveksi pada sisi di luar tube.

3.4.4 Flow Chart Perpindahan Panas di luar Tube





Gambar 3.5 Flow chart perhitungan di luar tube

3.4.5. Laju perpindahan panas

Untuk menghitung laju perpindahan panas pada ekonomiser yang melibatkan perpindahan panas secara konveksi dan konduksi serta faktor koreksi lainnya yang sangat kompleks. Oleh karena itu, korelasi *overall heat transfer coefficient*, sehingga perhitungan laju perpindahan panas pada ekonomiser dapat dianalisis sesuai kondisi sebenarnya.

Setelah mengetahui nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan, laju perpindahan panas juga dipengaruhi oleh temperatur *shell* dan *tube* pada ekonomiser. Untuk mengetahui perbedaan temperatur rata-rata dari *shell* dan *tube* digunakan metode *log mean temperature different* (LMTD). Penggunaan LMTD tergantung dari arah aliran *shell* dan *tube* ekonomiser. Tipe ekonomiser pada PT. Japfa Comfeed ini mempunyai aliran *cross flow*.

Dengan menggunakan persamaan *overall heat transfer coefficient* dan *log mean temperature different*, maka akan

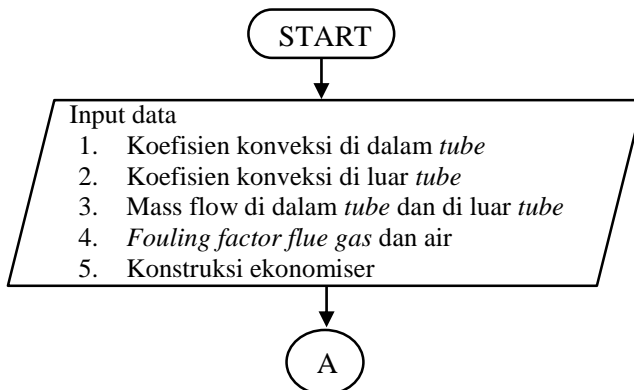
diketahui nilai dari laju perpindahan panas ekonomiser dengan luasan tertentu.

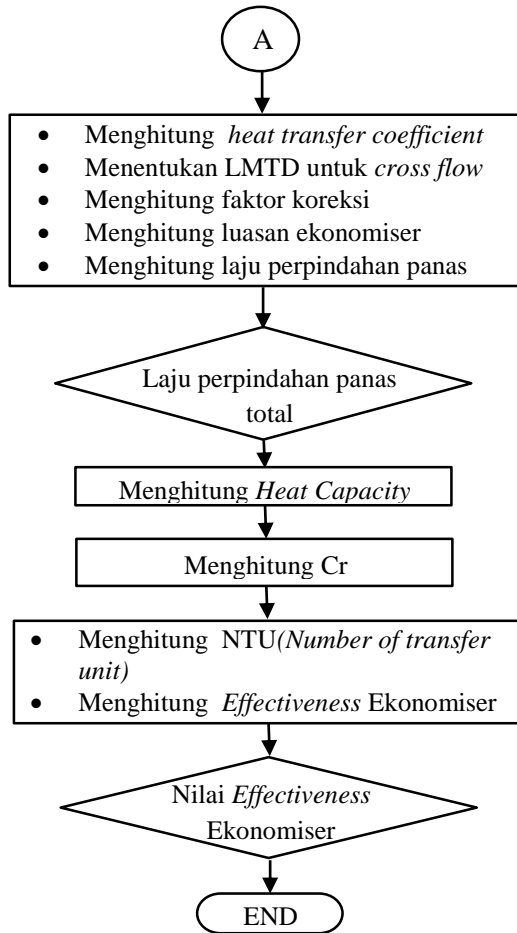
3.4.6 Efektivitas Ekonomiser

Untuk mendefinisikan unjuk kerja dari penukar kalor, terlebih dahulu harus diketahui laju perpindahan panas maksimum yang dimungkinkan oleh penukar kalor tersebut. Laju perpindahan panas maksimum dipengaruhi oleh *heat capacity* pada bagian *shell* dan *tube* (C_c dan C_h) dengan mengetahui *heat capacity* maksimum dan minimum, maka dapat dipergunakan untuk mencari persamaan *Number of Transfer Unit* (NTU).

Nilai efektivitas suatu *heat exchanger* dapat diketahui sesuai dengan tipe *heat exchanger*. Sedangkan untuk *heat exchanger* tipe *shell* dan *tube* dengan dua laluan. Dari tipe ekonomiser tersebut, dapat diketahui korelasi yang sesuai untuk mencari efektivitas ekonomiser. Setelah mendapatkan nilai ekonomiser, maka akan didapatkan selisih antara kondisi aktual dengan spesifikasi ekonomiser.

3.4.7 Flow chart perhitungan perpindahan panas keseluruhan dan efektivitas ekonomiser





Gambar 3.6 Flow chart laju perpindahan panas dan effektivitas

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV

ANALISIS DAN PERHITUNGAN

Pada bab ini akan membahas perhitungan mengenai analisa termodinamika dan perpindahan panas untuk mengetahui laju perpindahan panas dan efektivitas ekonomiser. Data yang digunakan dalam perhitungan adalah data spesifikasi dari ekonomiser.

Data spesifikasi diambil dari desain ekonomiser yang mampu menghasilkan performa secara maksimum.

4.1 Perhitungan Laju Perpindahan Panas Berdasarkan Data Spesifikasi Ekonomiser

Tabel 4.1 Spesifikasi ekonomiser

Spesifikasi Ekonomiser	
Jumlah	2 set/unit (primary & secondary economizer)
Tipe	Bare tube, ladder type support
Boiler capacity	643 t/h
Fuel type	Natural Gas
Exhaust gas temperature inlet – outlet	411 – 353 °C
Exhaust gas flow	24594m ³ /h
Water temperature, inlet – outlet abt.	281 – 310 °C
Water flow	321,14 m ³ /h
Ekonomiser tube	
Diameter luar (primary economizer)	45 mm
Diameter luar (secondary economizer)	50,8 mm
Ketebalan	4,9 mm
Panjang efektif	2214,5 mm
Tube material	STB 42 (Carbon , Magnese, Silikon)

Jumlah tube	Primary tube	116 tube
	Secondary tube	116 tube
Jumlah laluan	Primary tube	20 laluan (pass)
	Secondary tube	17 laluan (pass)

4.1.1 Perhitungan Nilai Koefisien Konveksi di Dalam Primary Tube (h_i)

Untuk mengetahui nilai koefisien konveksi di dalam tube, maka terlebih dahulu menghitung nilai bilangan reynold (*Reynold Number*) dan *bilangan Nusselt (Nusselt Number)* pada aliran di dalam tube.

- a. Dari data spesifikasi ekonomiser diketahui $T_{c_i} = 281 \text{ }^{\circ}\text{C}$ dan $T_{c_o} = 310 \text{ }^{\circ}\text{C}$, data properties diambil dari T_{mean}

$$T_{\text{mean}} = \frac{T_{c_i} + T_{c_o}}{2}$$

$$T_{\text{mean}} = \frac{281 + 310}{2}$$

$$T_{\text{mean}} = 295,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{mean}} = 568,5 \text{ K}$$

Dari tabel A.6 *Saturated Water* maka didapat properties sebagai berikut :

$$\mu_f = 91,45 \times 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$$

$$\nu_f = 1,38645 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho_f = \frac{1}{\nu_f}$$

$$\rho_f = 721,266 \text{ kg/m}^3$$

$$k_f = 550,25 \times 10^{-3} \text{ W/m.K}$$

$$Pr_f = 0,934$$

$$Cp_f = 5,642 \text{ kJ/kg.K}$$

Perhitungan mass flow rate water :

$$\rho_{\text{water}} = 721,266 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_w = \rho_{\text{water}} \times Q$$

$$= 721,266 \text{ kg/m}^3 \times 321,4 \text{ m}^3/\text{h} \times 1\text{h}/3600 \text{ s}$$

$$\dot{m}_w = 64,393 \text{ kg/s}$$

\dot{m}_w untuk masing – masing tube :

$$\frac{\dot{m}_w}{N} = \frac{64,393 \text{ kg/s}}{116} = 0,555 \text{ kg/s}$$

Maka nilai reynold adalah :

$$\text{Re} = \frac{4 \times \dot{m}_w}{\pi \times D_i \times \mu_f}$$

$$= \frac{4 \times 0,555}{\pi \times 0,0401 \times 91,45 \times 10^{-6}}$$

$$\text{Re} = 192697,029$$

Dengan $\text{Re} = 192697,029$ maka aliran termasuk aliran turbulen dengan $3000 \leq \text{Re}_D \leq 5 \times 10^6$ sehingga menggunakan korelasi *Gnielinski*, yaitu :

$$\overline{Nu}_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (\text{Re} - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}$$

Untuk perhitungan nilai f adalah sebagai berikut :

$$f = (0,790 \ln \text{Re}_D - 1,64)^{-2}$$

$$f = (0,790 \ln 192697,029 - 1,64)^{-2}$$

$$f = 0,0157$$

setelah nilai f diketahui, dapat menghitung nilai nusselt number dengan korelasi *Gnielinski* :

$$\overline{Nu}_D = \frac{\left(\frac{0,0157}{8}\right) (192697,029 - 1000) 0,934}{1 + 12,7 \left(\frac{0,0157}{8}\right)^{\frac{1}{2}} (0,934^{\frac{2}{3}} - 1)}$$

$$\overline{Nu}_D = 360,01$$

$$\bar{h}_l = \frac{\overline{Nu}_D \times k}{D_i}$$

$$\bar{h}_l = \frac{360,01 \times 550,25 \times 10^{-3}}{0,0401}$$

$$\bar{h}_l = 4940,106 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Jadi, koefisien konveksi di dalam primary tube adalah
 $\bar{h}_l = 4940,106 \text{ W/m}^2\text{K}$

4.1.2 Perhitungan koefisien konveksi di luar primary tube (h_o)

Untuk mengetahui nilai koefisien konveksi di luar tube, harus diketahui terlebih dahulu aliran yang mengenai tube bank.

Tabel 4.2 analisa gas buang pada ekonomiser

No	Kandungan	Operasi	Unit
1	CO ₂	11,52	%
2	O ₂	1,25	%
3	CO	0,00	%
4	N ₂	87,23	%

a. Perhitungan Temperatur Film

Mengansumsikan Temperatur surface terlebih dahulu untuk mengetahui nilai h_o . Adapun melalui iterasi, penulis mengansumsikan bahwa :

$$T_{\text{surface}} = 568,86 \text{ K}$$

Dengan mengetahui temperatur surface maka akan didapatkan temperatur film, yaitu :

$$T_{\text{film}} = \frac{T_{\text{surface}} + T_{\text{flue gas}}}{2}$$

$$T_{\text{film}} = \frac{568,86 + 684}{2}$$

$$T_{\text{film}} = 626,43 \text{ K}$$

Dari temperatur film maka akan didapat properties dari tabel A.4 *Thermophysical Properties* sebagai berikut :

$$\begin{aligned} V &= (V \text{ CO}_2 \times \% \text{ CO}_2) + (V \text{ CO} \times \% \text{ CO}) + (V \text{ O}_2 \times \% \text{ O}_2) + \\ &\quad (V \text{ N}_2 \times \% \text{ N}_2) \\ &= 33,13 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} k &= (k \text{ CO}_2 \times \% \text{ CO}_2) + (k \text{ CO} \times \% \text{ CO}) + (k \text{ O}_2 \times \% \text{ O}_2) + \\ &\quad (k \text{ N}_2 \times \% \text{ N}_2) \\ &= 42,71 \times 10^{-3} \text{ W/m.K} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Pr &= (Pr \text{ CO}_2 \times \% \text{ CO}_2) + (Pr \text{ CO} \times \% \text{ CO}) + (Pr \text{ O}_2 \times \% \text{ O}_2) + \\ &\quad (Pr \text{ N}_2 \times \% \text{ N}_2) \\ &= 0,714 \end{aligned}$$

Dari tabel A.4 pada temperatur *flue gas* (inlet) = 684 K, didapat properties sebagai berikut :

$$\begin{aligned} V &= (V \text{ CO}_2 \times \% \text{ CO}_2) + (V \text{ CO} \times \% \text{ CO}) + (V \text{ O}_2 \times \% \text{ O}_2) + \\ &\quad (V \text{ N}_2 \times \% \text{ N}_2) \\ &= 38,73 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \rho &= (\rho \text{ CO}_2 \times \% \text{ CO}_2) + (\rho \text{ CO} \times \% \text{ CO}) + (\rho \text{ O}_2 \times \% \text{ O}_2) + \\ &\quad (\rho \text{ N}_2 \times \% \text{ N}_2) \\ &= 0,76 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 k &= (k \text{ CO}_2 \times \% \text{ CO}_2) + (k \text{ CO} \times \% \text{ CO}) + (k \text{ O}_2 \times \% \text{ O}_2) + \\
 &\quad (k \text{ N}_2 \times \% \text{ N}_2) \\
 &= 49,94 \times 10^{-3} \text{ W/m.K}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Pr &= (Pr \text{ CO}_2 \times \% \text{ CO}_2) + (Pr \text{ CO} \times \% \text{ CO}) + (Pr \text{ O}_2 \times \% \\
 &\quad \text{O}_2) + (Pr \text{ N}_2 \times \% \text{ N}_2) \\
 &= 0,715
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Cp &= (Cp \text{ CO}_2 \times \% \text{ CO}_2) + (Cp \text{ CO} \times \% \text{ CO}) + (Cp \text{ O}_2 \times \% \\
 &\quad \text{O}_2) + (Cp \text{ N}_2 \times \% \text{ N}_2) \\
 &= 1,12 \text{ kJ/kg.K}
 \end{aligned}$$

Dari tabel A.4 pada temperatur surface = 568,86 K, didapat data $Pr = 0,719$

Setelah properties diketahui dari temperatur film, maka kita dapat menganalisis susunan jajaran tube. Dari gambar teknik ekonomiser ini diketahui bahwa jenis susunan dari tube adalah aligned.

- b. Menghitung Nilai Reynold Number dan Nusselt Number

Dimana diketahui $S_T = S_L = 102 \text{ mm} = 0.102 \text{ m}$. Sebelum menghitung \overline{V}_{max} , kita harus mencari \overline{V} terlebih dahulu.

$$\begin{aligned}
 Q &= \overline{V} \times A \\
 24954 \text{ m}^3/\text{h} \times \frac{1}{3600 \text{ sec}} &= \overline{V} \times p \times l
 \end{aligned}$$

$$6,831 \text{ m}^3/\text{s} = \overline{V} \times 4,25 \text{ m} \times 2,52 \text{ m}$$

$$\overline{V} = 0,637 \text{ m/s}$$

$$\overline{V}_{max} = \frac{ST}{ST - Do} \times \overline{V} \text{ m/s}$$

$$\overline{V}_{max} = \frac{102 \text{ mm}}{(102 - 45) \text{ mm}} \times 0,637 \text{ m/s}$$

$$\overline{V_{max}} = 1,1398 \text{ m/s}$$

$$\begin{aligned} Re_{D,max} &= \frac{\overline{V_{max}} \times D_0}{v_{flue\ gas\ inlet}} \\ &= \frac{1,1398 \frac{m}{s} \times 0,045 \text{ m}}{38,73 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}} \\ &= 1323,638 \end{aligned}$$

Dari tabel 2.1 pada bab 2, didapat $C_1 = 0,27$ dan $m = 0,63$.
dan karena jumlah jajaran sebanyak 116, maka

$$\begin{aligned} \overline{Nu}_D &= C_1 Re_{D,max}^m Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \\ \overline{Nu}_D &= 0,27 \times (1323,638)^{0,63} \times (0,714)^{0,36} \times \left(\frac{0,714}{0,719} \right)^{1/4} \\ \overline{Nu}_D &= 17,823 \end{aligned}$$

c. Meghitung koefisien konveksi di luar tube (h_o)

Setelah nilai \overline{Nu}_D diketahui, maka nilai \overline{h}_o dapat diketahui melalui perhitungan dibawah ini :

$$\begin{aligned} \overline{h}_o &= \frac{\overline{Nu}_D \times k}{D_0} \\ \overline{h}_o &= 17,823 \times \frac{46,94 \times 10^{-3}}{0,045} \\ \overline{h}_o &= 18,091 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned}$$

Jadi, koefisien konveksi di luar primary tube adalah $\overline{h}_o = 18,091 \text{ W/m}^2\text{K}$

- d. Mengecek asumsi Temperature surface
 Dari harga asumsi Ts awal yaitu 568,86 K. Maka
 temperatur dinding tube dapat dihitung dengan persamaan :

$$T_s = T_{m,w} + \frac{h_o}{h_o + h_i \frac{D_i}{D_o}} (T_{m,fg} - T_{m,w})$$

$$T_s = 568,5 \text{ K} + \frac{18,591 \text{ W/m}^2\text{K}}{18,591 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} + 4940,106 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \left(\frac{0,0401 \text{ m}}{0,045 \text{ m}} \right)} (655 - 568,5)$$

$$T_s = 568,863 \text{ K}$$

Karena selisihnya hanya 0,003 K, maka asumsi benar.

4.1.3 Perhitungan Overall Heat Transfer Coefficient pada Primary Economizer

Dengan melakukan perhitungan koefisien konveksi pada sisi shell dan tube maka dapat dihitung koefisien perpindahan panas secara keseluruhan (U), dimana :

- Untuk harga k diambil dari table A.1 Thermophysical Properties of Selected Metallic Solids dengan bahan STB 42 (Carbon, Magnese, Silicon) untuk temperatur 568,86 K yaitu 40,087 W/mK.
- Berdasarkan table 11.6 Fouling Resistances of Various Gas, Vapor and Liquid Streams didapat $R_{f,o} = 9 \times 10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W}$ (*Natural gas flue gas*)
- Berdasarkan table 11.6 Fouling Resistances of Various Gas, Vapor and Liquid Streams didapat $R_{f,i} = 9 \times 10^{-5} \text{ m}^2\text{K/W}$ (*Treated boiler feedwater*)

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{f,o} + \frac{r_o}{k} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + R_{f,i} + \left(\frac{r_o}{r_i}\right) \frac{1}{h_i}}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{1}{\frac{1}{18,591 \text{ W/m}^2 \text{ K}} + (9 \times 10^{-4}) \frac{\text{m}^2 \text{ K}}{\text{W}} + \frac{0,045 \text{ m}}{40,087 \text{ W/m.K}}} \times \\
&= \frac{1}{\ln\left(\frac{0,045 \text{ m}}{0,0401 \text{ m}}\right) + (9 \times 10^{-5}) \frac{\text{m}^2 \text{ K}}{\text{W}}} + \\
&= \frac{1}{\left(\frac{0,045 \text{ m}}{0,0401 \text{ m}}\right) \frac{1}{4940,106 \text{ W/m}^2 \text{ K}}}
\end{aligned}$$

$$U = 18,166 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Jadi, nilai overall heat transfer coefficient pada primary tube adalah 18,166 W/m²K

4.1.4 Perhitungan Nilai Koefisien Konveksi di dalam Secondary Tube (h_i)

Untuk mengetahui nilai koefisien konveksi di dalam tube, maka terlebih dahulu menghitung nilai bilangan reynold (*Reynold Number*) dan *bilangan Nusselt (Nusselt Number)* pada aliran di dalam tube.

- Dari data spesifikasi ekonomiser diketahui $T_{c_i} = 281 \text{ }^\circ\text{C}$ dan $T_{c_o} = 310 \text{ }^\circ\text{C}$, data properties diambil dari T_{mean} .

$$T_{\text{mean}} = \frac{T_{c_i} + T_{c_o}}{2}$$

$$T_{\text{mean}} = \frac{281 + 310}{2}$$

$$T_{\text{mean}} = 295,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{mean}} = 568,5 \text{ K}$$

Dari tabel A.6 *Saturated Water* maka didapat properties sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
\mu_f &= 91,45 \times 10^{-6} \text{ Ns/m}^2 \\
\nu_f &= 1,38645 \times 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s} \\
\rho_f &= \frac{1}{\nu_f} \\
\rho_f &= 721,266 \text{ kg/m}^3 \\
k_f &= 550,25 \times 10^{-3} \text{ W/m.K} \\
Pr_f &= 0,934 \\
Cp_f &= 5,642 \text{ kJ/kg.K}
\end{aligned}$$

Perhitungan mass flow rate water :

$$\begin{aligned}
\rho_{\text{water}} &= 721,266 \text{ kg/m}^3 \\
\dot{m}_w &= \rho_{\text{water}} \times Q \\
&= 721,266 \text{ kg/m}^3 \times 321,4 \text{ m}^3/\text{h} \times 1\text{h}/3600 \text{ s} \\
\dot{m}_w &= 64,393 \text{ kg/s}
\end{aligned}$$

\dot{m}_w untuk masing – masing tube :

$$\frac{\dot{m}_w}{N} = \frac{64,393 \text{ kg/s}}{116} = 0,555 \text{ kg/s}$$

Maka nilai reynold adalah :

$$\begin{aligned}
Re &= \frac{4 \times \dot{m}_w}{\pi \times D_i \times \mu_f} \\
&= \frac{4 \times 0,555}{\pi \times 0,0459 \times 91,45 \times 10^{-6}}
\end{aligned}$$

$$Re = 168347,513$$

Dengan $Re = 168347,513$ maka aliran termasuk aliran turbulen dengan $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$ sehingga menggunakan korelasi *Gnielinski*, yaitu :

$$\overline{Nu}_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}$$

Untuk perhitungan nilai f adalah sebagai berikut :

$$f = (0,790 \ln \text{Re}_D - 1,64)^{-2}$$

$$f = (0,790 \ln 168347,513 - 1,64)^{-2}$$

$$f = 0,01616$$

setelah nilai f diketahui, dapat menghitung nilai nusselt number dengan korelasi *Gnielinski* :

$$\overline{Nu}_D = \frac{\left(\frac{0,01616}{8}\right) (168347,513 - 1000) 0,934}{1 + 12,7 \left(\frac{0,01616}{8}\right)^{\frac{1}{2}} (0,934^{\frac{2}{3}} - 1)}$$

$$\overline{Nu}_D = 324,159$$

$$\bar{h}_i = \frac{\overline{Nu}_D x k}{D_i}$$

$$\bar{h}_i = \frac{324,159 \times 550,25 \times 10^{-3}}{0,0459}$$

$$\bar{h}_i = 3886,023 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Jadi, koefisien konveksi di dalam secondary tube adalah

$$\bar{h}_i = 3886,023 \text{ W/m}^2\text{K}$$

4.1.5 Perhitungan Nilai Koefisien Konveksi di Luar Secondary Tube (h_o)

Untuk mengetahui nilai koefisien konveksi di luar tube, harus diketahui terlebih dahulu aliran yang mengenai tube bank.

a. Perhitungan Temperatur Film

Mengansumsikan Temperatur surface terlebih dahulu untuk mengetahui nilai h_o . Adapun melalui iterasi, penulis mengansumsikan bahwa:

$$T_{\text{surface}} = 568,54 \text{ K}$$

Dengan mengetahui temperatur surface maka akan didapatkan temperatur film, yaitu :

$$T_{\text{film}} = \frac{T_{\text{surface}} + T_{\text{flue gas}}}{2}$$

$$T_{\text{film}} = \frac{568,54 + 684}{2}$$

$$T_{\text{film}} = 626,27 \text{ K}$$

Dari temperatur film maka akan didapat properties dari tabel A.4 *Thermophysical Properties* sebagai berikut :

$$\begin{aligned} V &= (V \text{ CO}_2 \times \% \text{ CO}_2) + (V \text{ CO} \times \% \text{ CO}) + (V \text{ O}_2 \times \% \text{ O}_2) + \\ &\quad (V \text{ N}_2 \times \% \text{ N}_2) \\ &= 33,13 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} k &= (k \text{ CO}_2 \times \% \text{ CO}_2) + (k \text{ CO} \times \% \text{ CO}) + (k \text{ O}_2 \times \% \text{ O}_2) + \\ &\quad (k \text{ N}_2 \times \% \text{ N}_2) \\ &= 42,71 \times 10^{-3} \text{ W/m.K} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Pr &= (Pr \text{ CO}_2 \times \% \text{ CO}_2) + (Pr \text{ CO} \times \% \text{ CO}) + (Pr \text{ O}_2 \times \% \text{ O}_2) + \\ &\quad (Pr \text{ N}_2 \times \% \text{ N}_2) \\ &= 0,714 \end{aligned}$$

Dari tabel A.4 pada temperatur *flue gas* (inlet) = 684 K, didapat properties sebagai berikut :

$$\begin{aligned} V &= (V \text{ CO}_2 \times \% \text{ CO}_2) + (V \text{ CO} \times \% \text{ CO}) + (V \text{ O}_2 \times \% \text{ O}_2) \\ &\quad + (V \text{ N}_2 \times \% \text{ N}_2) \\ &= 38,73 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\rho &= (\rho \text{ CO}_2 \times \% \text{ CO}_2) + (\rho \text{ CO} \times \% \text{ CO}) + (\rho \text{ O}_2 \times \% \text{ O}_2) + \\ &\quad (\rho \text{ N}_2 \times \% \text{ N}_2) \\ &= 0,76 \text{ kg/m}^3\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}k &= (k \text{ CO}_2 \times \% \text{ CO}_2) + (k \text{ CO} \times \% \text{ CO}) + (k \text{ O}_2 \times \% \text{ O}_2) + \\ &\quad (k \text{ N}_2 \times \% \text{ N}_2) \\ &= 49,94 \times 10^{-3} \text{ W/m.K}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}Pr &= (Pr \text{ CO}_2 \times \% \text{ CO}_2) + (Pr \text{ CO} \times \% \text{ CO}) + (Pr \text{ O}_2 \times \% \text{ O}_2) + \\ &\quad (Pr \text{ N}_2 \times \% \text{ N}_2) \\ &= 0,715\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}Cp &= (Cp \text{ CO}_2 \times \% \text{ CO}_2) + (Cp \text{ CO} \times \% \text{ CO}) + (Cp \text{ O}_2 \times \% \text{ O}_2) + \\ &\quad (Cp \text{ N}_2 \times \% \text{ N}_2) \\ &= 1,12 \text{ kJ/kg.K}\end{aligned}$$

Dari tabel A.4 pada temperatur surface = 568,54 K, didapat data $Pr = 0,719$

Setelah properties diketahui dari temperatur film, maka kita dapat menganalisis susunan jajaran tube. Dari gambar teknik ekonomiser ini diketahui bahwa jenis susunan dari tube adalah aligned.

- b. Menghitung Nilai Reynold Number dan Nusselt Number

Dimana diketahui $S_T = S_L = 102 \text{ mm} = 0.102 \text{ m}$. Sebelum menghitung \overline{V}_{max} , kita harus mencari \overline{V} terlebih dahulu.

$$Q = \overline{V} \times A$$

$$024954 \text{ m}^3/\text{h} \times \frac{1}{3600 \text{ sec}} = \overline{V} \times p \times l$$

$$6,831 \text{ m}^3/\text{s} = \overline{V} \times 4,25 \text{ m} \times 2,52 \text{ m}$$

$$\overline{V} = 0,637 \text{ m/s}$$

$$\overline{V_{max}} = \frac{ST}{ST-D_0} \times 0,637 \text{ m/s}$$

$$\overline{V_{max}} = \frac{102 \text{ mm}}{(102-45) \text{ mm}} \times 0,637 \text{ m/s}$$

$$\overline{V_{max}} = 1,2690 \text{ m/s}$$

$$\begin{aligned} Re_{D,max} &= \frac{\overline{V_{max}} \times D_0}{v_{flue \text{ gas inlet}}} \\ &= \frac{1,2690 \frac{m}{s} \times 0,0508 \text{ m}}{38,73 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}} \\ &= 1664,477 \end{aligned}$$

Dari tabel 2.1 pada bab 2, didapat $C_1 = 0,27$ dan $m = 0,63$. dan karena jumlah jajaran sebanyak 116, maka :

$$\overline{Nu}_D = C_1 Re_{D,max}^m Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4}$$

$$\overline{Nu}_D = 0,27 \times (1664,477)^{0,63} \times (0,714)^{0,36} \times \left(\frac{0,714}{0,719} \right)^{1/4}$$

$$\overline{Nu}_D = 20,450$$

c. Meghitung koefiseien konveksi di luar tube (h_o)

Setelah nilai \overline{Nu}_D diketahui, maka nilai \overline{h}_o dapat diketahui melalui perhitungan dibawah ini :

$$\begin{aligned} \overline{h}_o &= \frac{\overline{Nu}_D \times k}{D_0} \\ \overline{h}_o &= 20,450 \times \frac{46,94 \times 10^{-3}}{0,045} \end{aligned}$$

$$\overline{h_o} = 18,896 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Jadi, koefisien konveksi di luar secondary tube adalah $\overline{h_o} = 18,896 \text{ W/m}^2\text{K}$

- d. Mengecek asumsi Temperature surface
 Dari harga asumsi T_s awal yaitu 568,54 K. Maka temperatur dinding tube dapat dihitung dengan persamaan :

$$T_s = T_{m,w} + \frac{h_o}{h_o + h_i \frac{D_i}{D_o}} (T_{m,fg} - T_{m,w})$$

$$T_s = 568,5 \text{ K} + \frac{18,896 \text{ W/m}^2\text{K}}{18,896 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} + 3886,023 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \left(\frac{0,0459 \text{ m}}{0,0508 \text{ m}} \right)} (655 - 568,5)$$

$$T_s = 568,5465 \text{ K}$$

Karena selisihnya hanya 0,006 K, maka asumsi benar.

4.1.6 Perhitungan Overall Heat Transfer Coefficient pada Secondary Economizer

Dengan melakukan perhitungan koefisien konveksi pada sisi shell dan tube maka dapat dihitung koefisien perpindahan panas secara keseluruhan (U), dimana :

- Untuk harga k diambil dari table A.1 Thermophysical Properties of Selected Metallic Solids dengan bahan STB 42 (Carbon, Magnese, Silicon) untuk temperatur 568,54 K yaitu 40,024 W/mK.
- Berdasarkan table 11.6 Fouling Resistances of Various Gas, Vapor and Liquid Streams didapat $R_{f,o} = 9 \times 10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W}$ (*Natural gas flue gas*)
- Berdasarkan table 11.6 Fouling Resistances of Various Gas, Vapor and Liquid Streams didapat $R_{f,i} = 9 \times 10^{-5} \text{ m}^2\text{K/W}$ (*Treated boiler feedwater*)

$$\begin{aligned}
U &= \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{f,o} + \frac{r_o}{k} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + R_{f,i} + \left(\frac{r_o}{r_i}\right) \frac{1}{h_i}} \\
&= \frac{1}{\frac{1}{18,896 \text{ W/m}^2\text{K}} + (9 \times 10^{-4}) \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}} + \frac{0,0508 \text{ m}}{40,024 \text{ W/m.K}} \times} \\
&\quad \frac{1}{\ln\left(\frac{0,0508 \text{ m}}{0,0459 \text{ m}}\right) + (9 \times 10^{-5}) \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}} +} \\
&= \frac{1}{\left(\frac{0,0508 \text{ m}}{0,0459 \text{ m}}\right) \frac{1}{3886,023 \text{ W/m}^2\text{K}}}
\end{aligned}$$

$$U = 17,585 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Jadi, nilai overall heat transfer coefficient pada secondary tube adalah 17,585 W/m²K

4.1.7 Perhitungan Perpindahan Panas dengan menggunakan metode LMTD (Log Mean Temperature Different)

Jenis arah aliran yang terjadi pada ekonomiser adalah *cross flow*. Adapun perhitungan ΔT_{lm} dapat dihitung sebagai berikut :

$$\Delta T_{lm,CF} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$$

$$\begin{aligned}
\text{Dimana } \Delta T_1 &= T_{h,o} - T_{c,i} \\
&= 353 - 281 \\
\Delta T_1 &= 72 \text{ }^\circ\text{C} = 281 \text{ K}
\end{aligned}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,i} - T_{c,o}$$

$$\begin{aligned}
 &= 411 - 310 \\
 &= 101 \text{ }^{\circ}\text{C} = 374 \text{ K} \\
 \Delta T_{\text{lm,CF}} &= \frac{374 - 281}{\ln \frac{374}{281}} = 359,304 \text{ K}
 \end{aligned}$$

Bentuk aliran melintang (*Cross Flow Heat Exchanger*) dan pada aliran beberapa laluan tube perlu dilakukan penambahan faktor koreksi (F) sehingga :

$$\Delta T_{\text{lm,CF}} = F \times \Delta T_{\text{lm,CF}}$$

Faktor koreksi (F) dapat dicari melalui gambar (Faktor koreksi LMTD untuk HX aliran silang dengan kedua fluida tidak bercampur). Untuk mencari F, dilakukan dengan persamaan :

$$\begin{aligned}
 R &= \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}} \\
 &= \frac{411 - 353}{310 - 281} \\
 R &= 2
 \end{aligned}$$

Sedangkan nilai P adalah dapat dihitung sebagai berikut,

$$\begin{aligned}
 P &= \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \\
 P &= \frac{310 - 281}{411 - 281} = 0,223
 \end{aligned}$$

Dari Gambar 2.15 Faktor koreksi LMTD untuk HX aliran silang dengan satu fluida bercampur, yang lain tidak bercampur dapat dilihat apabila R = 2 dan P = 0,223 maka didapat F = 0,97. Sehingga,

$$\Delta T_{\text{lm,CF}} = F \times \Delta T_{\text{lm,CF}}$$

$$\Delta T_{lm,CF} = 0,97 \times 359,304 \text{ K}$$

$$\Delta T_{lm,CF} = 348,524 \text{ K}$$

Dengan didapatnya nilai $\Delta T_{lm,CF}$, dapat menghitung nilai laju perpindahan panas dengan metode LMTD dalah sebagai berikut :

a. q_{LM} Primary Tube

$$\begin{aligned} q_{LM} &= U \times A \times \Delta T_{lm,CF} \\ &= U \times \pi \times D_o \times N \times L \times \Delta T_{lm,CF} \\ &= 18,166 \text{ W/m}^2\text{K} \times \pi \times 0,045 \text{ m} \times 116 \times 2,2145 \text{ m} \times 348,52 \text{ K} \\ &= 229923,34 \text{ W} \end{aligned}$$

b. q_{LM} Secondary Tube

$$\begin{aligned} q_{LM} &= U \times A \times \Delta T_{lm,CF} \\ &= U \times \pi \times D_o \times N \times L \times \Delta T_{lm,CF} \\ &= 17,585 \text{ W/m}^2\text{K} \times \pi \times 0,0508 \text{ m} \times 116 \times 2,2145 \text{ m} \times 348,52 \text{ K} \\ &= 251256,51 \text{ W} \end{aligned}$$

4.1.8 Perhitungan Laju Perpindahan Panas Total

Untuk menghitung nilai laju perpindahan total, perpindahan panas total yang tanpa fin harus ditambahkan perpindahan panas yang terjadi pada fin. Karena tube yang digunakan pada ekonomiser ini menggunakan fin. Sehingga laju perpindahan panas total adalah sebagai berikut.

$$q_{total} = q_{LM} \text{ Primary Tube} + q_{LM} \text{ Secondary Tube}$$

$$q_{total} = 229923,34 \text{ W} + 251256,51 \text{ W}$$

$$q_{total} = 481179,85 \text{ W}$$

4.1.9 Perhitungan Number of Transfer Unit (NTU) & Effectiveness

Sebelum mencari efektivitas dari ekonomiser, maka harus diketahui terlebih dahulu heat capacity yang berasal dari tabel A.6 *saturated water* untuk air yang masuk ke dalam ekonomiser dan tabel A.4 *Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure* untuk *flue gas*.

Sebelum mencari nilai laju perpindahan panas sebenarnya harus dicari terlebih dahulu nilai C_{min} .

$$\begin{aligned} C_c &= \dot{m} \times C_{pc} \\ &= 0,0555 \text{ kg/s} \times 5,642 \text{ kJ/kg K} \\ &= 3,13131 \text{ kJ/s K} \\ C_h &= \dot{m} \times C_{ph} \\ &= 5,19 \text{ kg/s} \times 1,12 \text{ kJ/kg K} \\ &= 5,8128 \text{ kJ/s K} \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas, diketahui bahwa $C_h > C_c$ sehingga $C_{min} = C_c$. Setelah mengetahui nilai C_{min} , kita dapat menghitung nilai C_r , dimana

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{3,13131}{5,8128} = 0,538$$

Maka nilai efektifitas pada primary economizer adalah :

$$\begin{aligned} NTU &= \frac{U_h (\text{primary}) \times A_h (\text{primary})}{C_{min}} \\ &= \frac{(18,166) \frac{W}{m^2 K} (\pi \times 0,045 \text{ m} \times 20 \times 116 \times 2,2145 \text{ m})}{3131,31 \text{ J/s.K}} \\ &= 4,2 \end{aligned}$$

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) (NTU)^{0,22} \{ \exp[-C_r (NTU)^{0,78}] - 1 \} \right]$$

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{0,538} \right) (4,2)^{0,22} \{ \exp[-0,538(4,2)^{0,78}] - 1 \} \right]$$

$$\varepsilon = 39,9 \%$$

Maka nilai efektifitas pada secondary economizer adalah :

$$NTU = \frac{U_h (\text{secondary}) \times A_h (\text{secondary})}{C_{min}}$$

$$= \frac{(17,585) \frac{W}{m^2 K} (\pi \times 0,0508 \text{ m} \times 17 \times 116 \times 2,2145 \text{ m})}{3131,31 \text{ J/s.K}}$$

$$= 3,91$$

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{C_r}\right) (NTU)^{0,22} \{\exp[-C_r(NTU)^{0,78}] - 1\}\right]$$

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{0,538}\right) (3,91)^{0,22} \{\exp[-0,538(3,91)^{0,78}] - 1\}\right]$$

$$\varepsilon = 37,7 \%$$

Tabel 4.3 Data hasil perhitungan perpindahan panas

No.	Data Perhitungan	Hasil Perhitungan
1.	Koefisien konveksi di dalam primary tube	4940,106 W/m ² K
2.	Koefisien konveksi di luar primary tube	18,591 W/m ² K
3.	Koefisien konveksi di dalam secondary tube	3886,023 W/m ² K
4.	Koefisien konveksi di luar secondary tube	18,896 W/m ² K
5.	Overall heat transfer coefficient primary economizer	18,166 W/m ² K
6.	Overall heat transfer coefficient secondary economizer	17,585 W/m ² K
7.	Perpindahan panas metode LMTD pada primary economizer	229923,34 W
8.	Perpindahan panas metode LMTD pada secondary economizer	251256,51 W
9.	Number of transfer unit (NTU) pada primary economizer	4,2
10.	Number of transfer unit (NTU) pada secondary economizer	3,91
11.	Effectiveness pada primary economizer	39,9 %

12.	Effectiveness pada secondary economizer	37,7 %
-----	---	--------

4.2 Perawatan Ekonomiser

Perawatan (*maintenance*) pada ekonomiser in bertujuan agar dapat memelihara keadaan material dari ekonomiser itu sendiri serta untuk mempertahankan performa kerja dari ekonomiser tersebut agar dapat beroperasi pada keadaan maksimal. Dalam perawatan ekonomiser ini dapat dibagi menjadi beberapa bagian, antara lain :

A. Perawatan pada sisi flue gas

Perawatan dan pembersihan pada sisi *flue gas* adalah salah satu faktor yang penting dalam efisiensi kerja dari ekonomiser dan umur kerja dari ekonomiser tersebut. salah satu cara yang efektif adalah rutin membersihkan sisi permukaan *flue gas* dari sisa-sisa gas pembakaran yang menempel pada sisinya.

Adapun beberapa perawatan pada sisi *flue gas* yang dapat dilakukan antara lain :

1. Sering memantau kerja dari ekonomiser, sehingga dapat mengetahui apakah ekonomiser bekerja dengan baik atau tidak. Adapun dapat dilihat dari beberapa indikator, yaitu perbedaan tekanan pada sisi gas temperatur yang masuk dan keluar pada beban boiler yang berbeda.
2. Mengecek keadaan dari ekonomiser minimal 6 bulan. Seperti melihat permukaan ekonomiser pada sisi *flue gas*, cover, dan lain-lain.
3. Apabila tidak ada jadwal untuk mengoperasikannya setelah *wash down*, jaga agar permukaan ekonomiser tetap kering.

B. Perawatan dan pembersihan pada sisi feedwater

1. Dalam periode ekonomiser tidak beroperasi, seperti boiler, harus dilakukan pengurasan, pengeringan dan

mengisinya dengan gas N_2 dengan tekanan dibawah 5 psig sampai kembali pada operasi semula.

2. Pada durasi *shutdown* yang pendek, air yang ada pada ekonomiser dikeluarkan. Hal ini agar ekonomiser terlindungi dari temperatur beku.
3. Memantau temperatur dan tekanan pada sisi air. Sehingga dapat mengetahui kenaikan maupun penurunan perbedaan temperatur sebagai indikasi *fouling* dan apabila terjadi perbedaan yang besar bisa cepat dilakukan pengecekan dan pembersihan pada sisi air.

C. Perawatan Casing

Perawatan casing dan pembersihannya dapat dilakukan pada periode inspeksi pada sisi gas dan pembersihan dini. Adapun hal ini bertujuan untuk menjaga dari korosi yang terjadi. Adapun syarat agar casing tetap dalam keadaan baik adalah sebagai berikut :

1. Casing harus terjaga dari “*gas tight*”.
2. Casing harus terjaga agar tetap kering.
3. Instalasi luar harus terjaga dari “*weather tight*”.
4. Pipa, saluran penghubung dan akses penutup harus terlindungi dengan kebocoran atap.

D. Penggantian tube

penggantian tube dapat dibuat relatif mudah, karena *economizer e-tech* adalah desain untuk mempermudah pekerjaan tersebut untuk kesempatan langka itu mungkin menjadi perlu.

1. Kerusakan *fin tube* terdapat dua kemungkinan. Pertama adalah kebocoran air umpan yang dihasilkan dari kerusakan korosi baik eksternal maupun internal. yang kedua adalah kerusakan sirip karena korosi dan kerusakan erosi pada sisi gas.
2. Penggantian tube menjadi perlu. Dan terdapat prosedur yang disarankan: (ekonomiser harus dingin dan dikeringkan)

- a. mencari tube yang rusak baik secara langsung inspeksi visual atau *borescope*.
- b. memotong kedua ujung tube yang rusak dari *bundle*, pada *tube butt welds*.
- c. menarik tube yang rusak dari *bundle* dan mengganti dengan *tube* yang baru.
- d. mempersiapkan ujung tabung dan kembali menyambunginya kembali dengan mengelas kembali.
- e. Uji *hydrostatic* pada unit.
- f. Tutup kembali *casing*.

Halaman ini sengaja dikosongkan

Table A.6 Thermophysical Properties of Saturated Water

Thermophysical Properties of Saturated Water ^a											1003	
Temperature, <i>T</i> (K)	Pressure, <i>p</i> (bars) ^b	Specific Volume (m ³ /kg)	Heat of Vapor- ization, <i>h</i> _{fg} (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg · K)	Viscosity (N · s/m ²)	Thermal Conductivity (W/m · K)	Prandtl Number	Surface Tension, <i>σ_f</i> · 10 ³ (N/m)	Expansion Coeffi- cient, <i>β_f</i> · 10 ⁶ (K ⁻¹)	Temper- ature, <i>T</i> (K)		
		<i>v_f</i> · 10 ³		<i>c_{p,f}</i>	<i>μ_f</i> · 10 ⁶	<i>k_f</i> · 10 ³	<i>Pr_f</i>					
273.15	0.00611	1.000	206.3	4.217	1.854	1750	18.2	12.99	0.815	273.15		
275	0.00697	1.000	181.7	4.297	1.855	1652	569	18.3	0.817	275		
280	0.00990	1.000	130.4	2485	1.858	1422	8.09	18.6	10.26	280		
285	0.01387	1.000	99.4	2473	1.861	1225	582	18.9	8.81	285		
290	0.01917	1.001	69.7	2461	1.864	1080	8.69	19.3	7.56	290		
295	0.02617	1.002	51.94	2449	1.868	959	598	19.5	6.62	295		
300	0.03531	1.003	39.13	2438	1.872	855	613	19.6	5.83	300		
305	0.04712	1.005	29.74	2426	1.877	769	620	20.1	5.20	305		
310	0.06221	1.007	22.93	2414	1.882	695	9.49	20.4	4.62	310		
315	0.08132	1.009	17.82	2402	1.888	631	9.69	20.7	4.16	315		
320	0.1053	1.011	13.98	2390	1.895	577	9.89	21.0	3.77	320		
325	0.1351	1.013	11.06	2378	1.903	528	645	21.3	3.42	325		
330	0.1719	1.016	8.82	2366	1.911	489	10.29	21.7	3.15	330		
335	0.2167	1.018	7.09	2354	1.919	453	10.49	22.0	2.88	335		
340	0.2713	1.021	5.74	2342	1.920	420	10.69	22.3	2.66	340		
345	0.3372	1.024	4.683	2329	1.941	389	10.89	22.6	2.45	345		
350	0.4163	1.027	3.846	2317	1.954	365	11.09	22.8	2.29	350		
355	0.5100	1.030	3.180	2304	1.968	343	11.29	23.1	2.14	355		
360	0.6209	1.034	2.645	2291	1.983	324	11.49	23.4	2.02	360		
365	0.7514	1.038	2.212	2278	1.999	306	11.69	23.7	1.91	365		
370	0.9040	1.041	1.861	2265	2.017	289	11.89	24.1	1.80	370		
373.15	1.0133	1.044	1.679	2257	2.029	279	12.02	24.5	1.76	373.15		
375	1.0815	1.045	1.574	2252	2.036	274	12.09	24.8	1.70	375		
380	1.2869	1.049	1.337	2239	2.057	260	12.29	25.4	1.61	380		
385	1.5233	1.053	1.142	2225	2.080	248	12.49	25.8	1.53	385		
390	1.794	1.058	0.980	2212	2.104	237	12.69	26.3	1.47	390		
400	2.455	1.067	0.731	2183	2.258	217	13.05	26.8	1.34	400		
410	3.302	1.077	0.553	2153	2.428	200	13.42	27.2	1.24	410		
420	4.370	1.088	0.425	2123	4.302	2291	688	28.2	1.16	420		
430	5.699	1.099	0.331	2091	4.331	2369	685	29.8	1.10	430		

(sumber : Fundamental Heat and Mass Transfer 7th edition page 1003)

Lampiran 2

Table A.4 Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure

TABLE A.4 Continued

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Ammonia (NH₃) (continued)							
400	0.5136	2.287	138	26.9	37.0	31.5	0.853
420	0.4888	2.322	145	29.7	40.4	35.6	0.833
440	0.4664	2.357	152.5	32.7	43.5	39.6	0.826
460	0.4460	2.393	159	35.7	46.3	43.4	0.822
480	0.4273	2.430	166.5	39.0	49.2	47.4	0.822
500	0.4101	2.467	173	42.2	52.5	51.9	0.813
520	0.3942	2.504	180	45.7	54.5	55.2	0.827
540	0.3795	2.540	186.5	49.1	57.5	59.7	0.824
560	0.3708	2.577	193	52.0	60.6	63.4	0.827
580	0.3533	2.613	199.5	56.5	63.8	69.1	0.817
Carbon Dioxide (CO₂), $M = 44.01$ kg/kmol							
280	1.9022	0.830	140	7.36	15.20	9.63	0.765
300	1.7730	0.851	149	8.40	16.55	11.0	0.766
320	1.6609	0.872	156	9.39	18.05	12.5	0.754
340	1.5618	0.891	165	10.6	19.70	14.2	0.746
360	1.4743	0.908	173	11.7	21.2	15.8	0.741
380	1.3961	0.926	181	13.0	22.75	17.6	0.737
400	1.3257	0.942	190	14.3	24.3	19.5	0.737
450	1.1782	0.981	210	17.8	28.3	24.5	0.728
500	1.0594	1.02	231	21.8	32.5	30.1	0.725
550	0.9625	1.05	251	26.1	36.6	36.2	0.721
600	0.8826	1.08	270	30.6	40.7	42.7	0.717
650	0.8143	1.10	288	35.4	44.5	49.7	0.712
700	0.7564	1.13	305	40.3	48.1	56.3	0.717
750	0.7057	1.15	321	45.5	51.7	63.7	0.714
800	0.6614	1.17	337	51.0	55.1	71.2	0.716
Carbon Monoxide (CO), $M = 28.01$ kg/kmol							
200	1.6888	1.045	127	7.52	17.0	9.63	0.781
220	1.5341	1.044	137	8.93	19.0	11.9	0.753
240	1.4055	1.043	147	10.5	20.6	14.1	0.744
260	1.2967	1.043	157	12.1	22.1	16.3	0.741
280	1.2038	1.042	166	13.8	23.6	18.8	0.733
300	1.1233	1.043	175	15.6	25.0	21.3	0.730
320	1.0529	1.043	184	17.5	26.3	23.9	0.730
340	0.9909	1.044	193	19.5	27.8	26.9	0.725
360	0.9357	1.045	202	21.6	29.1	29.8	0.725
380	0.8864	1.047	210	23.7	30.5	32.9	0.729
400	0.8421	1.049	218	25.9	31.8	36.0	0.719
450	0.7483	1.055	237	31.7	35.0	44.3	0.714
500	0.67352	1.065	254	37.7	38.1	53.1	0.710
550	0.61226	1.076	271	44.3	41.1	62.4	0.710
600	0.56126	1.088	286	51.0	44.0	72.1	0.707

(source : Fundamental Heat and Mass Transfer 7th edition page 996)

Lampiran 3

Table A.4 Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure

TABLE A.4 Continued

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^7$ (N·s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Carbon Monoxide (CO) (continued)							
650	0.51806	1.101	301	58.1	47.0	82.4	0.705
700	0.48102	1.114	315	65.5	50.0	93.3	0.702
750	0.44899	1.127	329	73.3	52.8	104	0.702
800	0.42095	1.140	343	81.5	55.5	116	0.705
Helium (He), $M = 4.003$ kg/kmol							
100	0.4871	5.193	96.3	19.8	73.0	28.9	0.686
120	0.4060	5.193	107	26.4	81.9	38.8	0.679
140	0.3481	5.193	118	33.9	90.7	50.2	0.676
160	—	5.193	129	—	99.2	—	—
180	0.2708	5.193	139	51.3	107.2	76.2	0.673
200	—	5.193	150	—	115.1	—	—
220	0.2216	5.193	160	72.2	123.1	107	0.675
240	—	5.193	170	—	130	—	—
260	0.1875	5.193	180	96.0	137	141	0.682
280	—	5.193	190	—	145	—	—
300	0.1625	5.193	199	122	152	180	0.680
350	—	5.193	221	—	170	—	—
400	0.1219	5.193	243	199	187	295	0.675
450	—	5.193	263	—	204	—	—
500	0.09754	5.193	283	290	220	434	0.668
550	—	5.193	—	—	—	—	—
600	—	5.193	320	—	252	—	—
650	—	5.193	332	—	264	—	—
700	0.06969	5.193	350	502	278	768	0.654
750	—	5.193	364	—	291	—	—
800	—	5.193	382	—	304	—	—
900	—	5.193	414	—	330	—	—
1000	0.04879	5.193	446	914	354	1400	0.654
Hydrogen (H₂), $M = 2.016$ kg/kmol							
100	0.24255	11.23	42.1	17.4	67.0	24.6	0.707
150	0.16156	12.60	56.0	34.7	101	49.6	0.699
200	0.12115	13.54	68.1	56.2	131	79.9	0.704
250	0.09693	14.06	78.9	81.4	157	115	0.707
300	0.08078	14.31	89.6	111	183	158	0.701
350	0.06924	14.43	98.8	143	204	204	0.700
400	0.06059	14.48	108.2	179	226	258	0.695
450	0.05386	14.50	117.2	218	247	316	0.689
500	0.04848	14.52	126.4	261	266	378	0.691
550	0.04407	14.53	134.3	305	285	445	0.685

(sumber : Fundamental Heat and Mass Transfer 7th edition page 997)

Lampiran 4

Table A.4 Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure

TABLE A.4 *Continued*

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^7$ (N·s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Hydrogen (H₂) (continued)							
600	0.04040	14.55	142.4	352	305	519	0.678
700	0.03463	14.61	157.8	456	342	676	0.675
800	0.03030	14.70	172.4	569	378	849	0.670
900	0.02694	14.83	186.5	692	412	1030	0.671
1000	0.02424	14.99	201.3	830	448	1230	0.673
1100	0.02204	15.17	213.0	966	488	1460	0.662
1200	0.02020	15.37	226.2	1120	528	1700	0.659
1300	0.01865	15.59	238.5	1279	568	1955	0.655
1400	0.01732	15.81	250.7	1447	610	2230	0.650
1500	0.01616	16.02	262.7	1626	655	2530	0.643
1600	0.0152	16.28	273.7	1801	697	2815	0.639
1700	0.0143	16.58	284.9	1992	742	3130	0.637
1800	0.0135	16.96	296.1	2193	786	3435	0.639
1900	0.0128	17.49	307.2	2400	835	3730	0.643
2000	0.0121	18.25	318.2	2630	878	3975	0.661
Nitrogen (N₂), $M = 28.01$ kg/kmol							
100	3.4388	1.070	68.8	2.00	9.58	2.60	0.768
150	2.2594	1.050	100.6	4.45	13.9	5.86	0.759
200	1.6883	1.043	129.2	7.65	18.3	10.4	0.736
250	1.3488	1.042	154.9	11.48	22.2	15.8	0.727
300	1.1233	1.041	178.2	15.86	25.9	22.1	0.716
350	0.9625	1.042	200.0	20.78	29.3	29.2	0.711
400	0.8425	1.045	220.4	26.16	32.7	37.1	0.704
450	0.7485	1.050	239.6	32.01	35.8	45.6	0.703
500	0.6739	1.056	257.7	38.24	38.9	54.7	0.700
550	0.6124	1.065	274.7	44.86	41.7	63.9	0.702
600	0.5615	1.075	290.8	51.79	44.6	73.9	0.701
700	0.4812	1.098	321.0	66.71	49.9	94.4	0.706
800	0.4211	1.122	349.1	82.90	54.8	116	0.715
900	0.3743	1.146	375.3	100.3	59.7	139	0.721
1000	0.3368	1.167	399.9	118.7	64.7	165	0.721
1100	0.3062	1.187	423.2	138.2	70.0	193	0.718
1200	0.2807	1.204	445.3	158.6	75.8	224	0.707
1300	0.2591	1.219	466.2	179.9	81.0	256	0.701
Oxygen (O₂), $M = 32.00$ kg/kmol							
100	3.945	0.962	76.4	1.94	9.25	2.44	0.796
150	2.585	0.921	114.8	4.44	13.8	5.80	0.766
200	1.930	0.915	147.5	7.64	18.3	10.4	0.737
250	1.542	0.915	178.6	11.58	22.6	16.0	0.723
300	1.284	0.920	207.2	16.14	26.8	22.7	0.711

(sumber : Fundamental Heat and Mass Transfer 7th edition page 998)

Lampiran 5

Table A.4 Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure

TABLE A.4 *Continued*

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^7$ (N·s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Oxygen (O₂) (continued)							
350	1.100	0.929	233.5	21.23	29.6	29.0	0.733
400	0.9620	0.942	258.2	26.84	33.0	36.4	0.737
450	0.8554	0.956	281.4	32.90	36.3	44.4	0.741
500	0.7698	0.972	303.3	39.40	41.2	55.1	0.716
550	0.6998	0.988	324.0	46.30	44.1	63.8	0.726
600	0.6414	1.003	343.7	53.59	47.3	73.5	0.729
700	0.5498	1.031	380.8	69.26	52.8	93.1	0.744
800	0.4810	1.054	415.2	86.32	58.9	116	0.743
900	0.4275	1.074	447.2	104.6	64.9	141	0.740
1000	0.3848	1.090	477.0	124.0	71.0	169	0.733
1100	0.3498	1.103	505.5	144.5	75.8	196	0.736
1200	0.3206	1.115	532.5	166.1	81.9	229	0.725
1300	0.2960	1.125	588.4	188.6	87.1	262	0.721
Water Vapor (Steam), $M = 18.02$ kg/kmol							
380	0.5863	2.060	127.1	21.68	24.6	20.4	1.06
400	0.5542	2.014	134.4	24.25	26.1	23.4	1.04
450	0.4902	1.980	152.5	31.11	29.9	30.8	1.01
500	0.4405	1.985	170.4	38.68	33.9	38.8	0.998
550	0.4005	1.997	188.4	47.04	37.9	47.4	0.993
600	0.3652	2.026	206.7	56.60	42.2	57.0	0.993
650	0.3380	2.056	224.7	66.48	46.4	66.8	0.996
700	0.3140	2.085	242.6	77.26	50.5	77.1	1.00
750	0.2931	2.119	260.4	88.84	54.9	88.4	1.00
800	0.2739	2.152	278.6	101.7	59.2	100	1.01
850	0.2579	2.186	296.9	115.1	63.7	113	1.02

^aAdapted from References 8, 14, and 15.

(sumner : *Fundamental Heat and Mass Transfer 7th edition page 999*)

Table A.1 Thermophysical Properties of Selected Metallic Solids

TABLE A.1 Continued		Properties at Various Temperatures (K)															
		Melting Point (K)	Properties at 300 K					k (W/m · K)/ c_p (J/kg · K)									
			ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg · K)	k (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)		100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500
Composition																	
Gold		1336	19300	129	317	127	327	323	311	298	284	270	255				
Iridium		2720	22500	130	147	50.3	172	153	144	138	132	126	120	111			
							90	122	133	138	144	153	161	172			
Iron		1810	7870	447	80.2	23.1	134	94.0	69.5	54.7	43.3	32.8	28.3	32.1			
Pure							216	384	490	574	680	975	609	654			
Armco (99.75% pure)			7870	447	72.7	20.7	95.6	80.6	65.7	53.1	42.2	32.3	28.7	31.4			
							215	384	490	574	680	975	609	654			
Carbon steels																	
Plain carbon (Mn \leq 1%, Si \leq 0.1%)			7854	434	60.5	17.7			56.7	48.0	39.2	30.0					
AISI 1010									487	559	685	1169					
Carbon-silicon (Mn \leq 1%, 0.1% < Si \leq 0.6%)			7832	434	63.9	18.8			58.7	48.8	39.2	31.3					
Carbon-manganese-silicon (1% < Mn \leq 1.65%, 0.1% < Si \leq 0.6%)			7817	446	51.9	14.9			487	559	685	1168					
									501	582	699	971					
Chromium (low) steels			8131	434	41.0	11.6			42.2	39.7	35.0	27.6					
									487	559	685	1090					
1 Cr-1Mo-Si (0.18% C, 0.65% Cr, 0.23% Mo, 0.6% Si)			7822	444	37.7	10.9			38.2	36.7	33.3	26.9					
1 Cr-1Mo (0.16% C, 1% Cr, 0.54% Mo, 0.39% Si)									492	575	688	969					
1 Cr-V (0.2% C, 1.02% Cr, 0.15% V)			7858	442	42.3	12.2			42.0	39.1	34.5	27.4					
									492	575	688	969					
			7836	443	48.9	14.1			46.8	42.1	36.3	28.2					
									492	575	688	969					

(sumber : Fundamental Heat and Mass Transfer 7th edition page 1003)

Lampiran 7

Table 4 TEMA Fouling Resistances for Water and Other Fluids

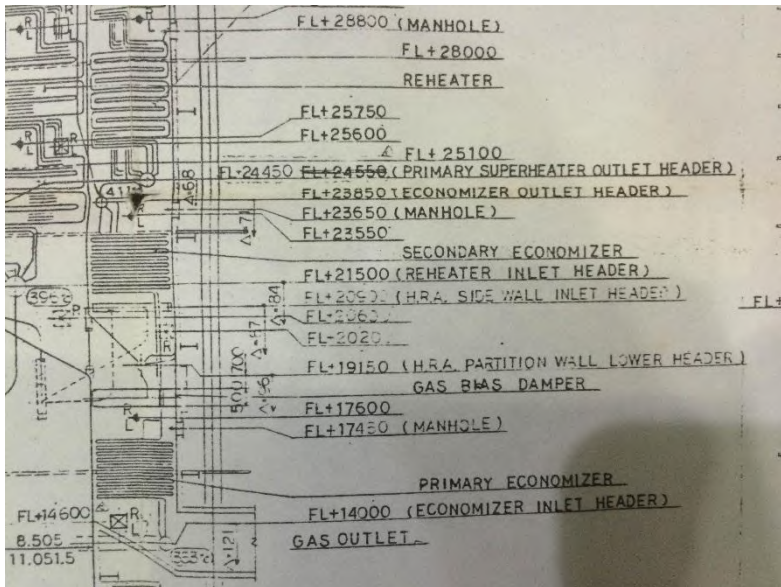
TEMA fouling resistance values [12] for water and other fluids are given in Table (4).

Fluid	Fouling Resistance (10 ⁴ m ² .K/W)	Fluid	Fouling Resistance (10 ⁴ m ² .K/W)
LIQUID WATER STREAMS		CHEMICAL PROCESS STREAMS	
Artificial spray pond water	1.75–3.5	Acid gas	3.5–5.3
Boiler blowdown water	3.5–5.3	Natural gas	1.75–3.5
Brackish water	3.5–5.3	Solvent vapor	1.75
Closed-cycle condensate	0.9–1.75	Stable overhead products	1.75
Closed-loop treated water	1.75	CRUDE OIL REFINERY	
Distilled water	0.9–1.75	STREAMS Temperature §	
Engine jacket water	1.75	120°C Temperature §	3.5–7
River water	3.5–5.3	120–180°C Temperature §	5.25–7
Seawater	1.75–3.5	180–230°C Temperature >	7–9
Treated boiler feedwater	0.9	230°C	9–10.5
Treated cooling tower water	1.75–3.5	PETROLEUM STREAMS	
INDUSTRIAL LIQUID STREAMS		Lean oil	3.5
Ammonia (oil bearing)	5.25	Liquefied petroleum gases	1.75–3
Engine lube oil	1.75	Natural gasolene	1.75–3.5
Ethanol	3.5	Rich oil	1.75–3.5
Ethylene glycol	3.5	PROCESS LIQUID STREAMS	
Hydraulic fluid	1.75	Bottom products	1.75–3.5
Industrial organic fluids	1.75–3.5	Caustic solutions	3.5
Methanol	3.5	DEA solutions	3.5
Refrigerants	1.75	DEG solutions	3.5
Transformer oil	1.75	MEA solutions	3.5
No. 2 fuel oil	3.5	TEG solutions	3.5
No. 6 fuel oil	0.9	CRUDE AND VACUUM LIQUIDS	
CRACKING AND COKING UNIT STREAMS		Atmospheric tower bottoms	12.3
Bottom slurry oils	5.3	Gasolene	3.5
Heavy coker gas oil	7–9	Heavy fuel oil	5.3–12.3
Heavy cycle oil	5.3–7	Heavy gas oil	5.3–9
Light coker gas oil	5.3–7	Kerosene	3.5–5.3
Light cycle oil	3.5–5.3	Light distillates and gas oil	3.5–5.3
Light liquid products	3.5	Naphtha	3.5–5.3
Overhead vapors	3.5	Vacuum tower bottoms	17.6
LIGHT-END PROCESSING STREAMS		INDUSTRIAL GAS OR VAPOR STREAMS	
Absorption oils	3.5–5.3	Ammonia	1.75
Alkylation trace acid streams	3.5	Carbon dioxide	3.5
Overhead gas	1.75	Coal flue gas	17.5
Overhead liquid products	1.75	Compressed air	1.75
Overhead vapors	1.75	Exhaust steam (oil bearing)	2.6–3.5
Reboiler streams	3–5.5	Natural gas flue gas	9
		Refrigerant (oil bearing)	9
		Steam (non-oil bearing)	3.5

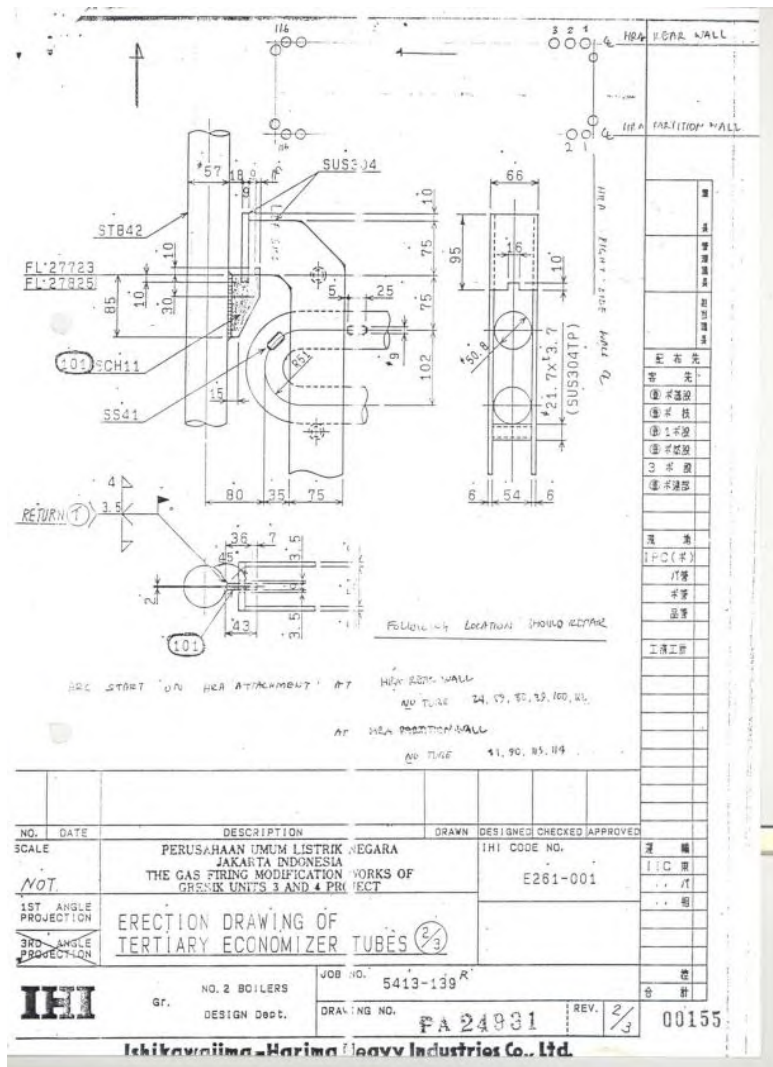
Table 4. TEMA fouling resistance values for water and other fluids [12]

(sumber : Fouling of Heat Transfer Surfaces page 529-530)

Lampiran 8



(sumber : General Arrangement of Boiler Proper. Tokyo, Japan:
Sumitomo Corporation)



(sumber : The Gas Firing Modification Works of Gresik Unit 3 & 4.
Tokyo, Japan: Sumitomo Corporation)

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

1. Dari data perhitungan didapat bahwa laju perpindahan panas (q) yang terjadi pada *primary* dan *secondary economizer* dengan data yang diperoleh dari data spesifikasi ekonomiser tipe bare tube, ladder support type pada instalasi Boiler Unit 4 PT. PJB UP GRESIK adalah 229923,34 W dan 251256,51 W
2. Dari data perhitungan didapat bahwa *Effectiveness* (ϵ) dari *primary* dan *secondary economizer* tersebut adalah sebesar 0,399 (39,9 %) dan 0,377 (37,7 %).

5.2 Saran

Karena keterbatasan data yang diperoleh, maka data yang dianalisis merupakan data spesifikasi yang ada pada ekonomizer tersebut. sehingga belum menghitung data aktual pada ekonomizer tersebut.

Semoga pada penelitian ini dapat memberikan manfaat kepada pihak PT. PJB UP GRESIK untuk mengetahui pengaruh pemakaian ekonomiser pada instalasi boiler unit 4. Dan semoga penelitian ini dapat menjadi referensi bagi peneliti-peneliti yang lain untuk dapat data yang lebih akurat.

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR PUSTAKA

- As-Build Drawing **Manual Operation and Maintenance Unit 3 & 4.** *Tokyo, Japan: Sumitomo Corporation*
- As-Build Drawing **The Gas Firing Modification Works of Gresik Unit 3 & 4.** *Tokyo, Japan: Sumitomo Corporation*
- As-Build Drawing **General Arrangement of Boiler Proper Unit 3 & 4.** *Tokyo, Japan: Sumitomo Corporation*
- FOX, Robert W., McDonald, Alan T., dan Pritchard, Philip J. 2011. **Introduction to Fluid Mechanics. 8th edition**, Danvers : John Wiley & Sons, Inc
- Incropera, Frank P. And Dewitt, David P. 2002. **Introduction To Heat Transfer 7th edition**. Singapore : John Wiley & Sons, Inc.
- Mostafa, M. Awad. 2011. **Fouling of Heat Transfer Surfaces.** Mansoura University, Faculty of Engineering, Mech. Power Eng. Dept., Egypt
- Rendal Operasi PT. PJB UP Gresik

BIODATA PENULIS



Penulis mempunyai nama lengkap Nugroho Tri Hutomo, dia lahir di Ponorogo pada tanggal 26 Oktober 1995. Dia anak ke-3 dari 3 bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal di TK Beringin Putra, SDN 4 Gemaharjo, SMPN 1 Ponorogo, SMAN 2 Ponorogo.

Pada tahun 2013 penulis mengikuti ujian masuk program studi D3 Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri, ITS Surabaya. Dan penulis mengambil program keahlian Konversi Energi dan mengambil tugas akhir perpindahan panas.

Selama kuliah di D3 Teknik Mesin FTI-ITS, penulis selain beraktivitas sebagai mahasiswa juga aktif di organisasi yaitu Staff Departemen Komunikasi dan Informasi HMDM 2014-2015. Kemudian menjadi Kepala Departemen Komunikasi dan Informasi HMDM 2015-2016. Selain itu, penulis juga aktif mengikuti penitia kegiatan dan pelatihan maupun lomba yang diadakan di tingkat Jurusan, Fakultas dan Institut. Untuk semua informasi dan masukan dapat menghubungi penulis melalui email nugrohohutomo73@gmail.com.